

明 細 書

内燃機関の制御装置および制御方法

技術分野

本発明は、燃料および空気の混合気を燃焼室の内部で燃焼させて動力を発生する内燃機関の制御装置および制御方法に関し、特に、吸気弁および排気弁の少なくとも何れか一方の開弁特性を変化させることができる動弁機構を有する内燃機関の制御装置および制御方法に関する。

背景技術

従来から、筒内圧力、クランク角およびスロットル開度に基づいて吸気弁の閉弁直後と点火直前との間の筒内圧力の変化量を算出する手段と、当該筒内圧力の変化量と機関回転数とから吸入空気量を算出する手段とを備えた内燃機関の制御装置が知られている（例えば、特開平2-40054号公報参照。）。また、従来から、出力や効率を向上させると共にエミッションを低減させるために、吸気弁と排気弁とを同時に開弁させるバルブオーバーラップを設定可能な内燃機関も知られている。そして、この種の内燃機関としては、吸気弁と排気弁とのバルブオーバーラップに起因して燃焼室に残留するガスの量（内部EGR量）を算出可能な制御装置を備えたものが知られている（例えば、特開2004-108262号公報参照。）。

特開2004-108262号公報に記載の制御装置は、排気弁の閉弁時に、排気温度センサ、吸気圧力センサおよび排気圧力センサからの信号に基づいて筒内温度および筒内圧力を算出すると共に

、燃焼空燃比に応じた排気ガスのガス定数を算出し、これらの筒内温度、筒内圧力およびガス定数に基づいて、排気弁の開弁時における筒内ガス量を算出する。更に、この制御装置は、クランク角センサ、水温センサ、カム角センサおよびアクセル開度センサの信号に基づいて、吸気弁と排気弁とのオーバーラップ中の吹き返しガス量を算出し、これらの筒内ガス量と吹き返しガス量とに基づいて、バルブオーバーラップに起因して燃焼室に残留したガスの量（内部EGR量）を算出する。

発明の開示

上述のように、従来の制御装置によれば、内燃機関の吸入空気量や、バルブオーバーラップが設定されている場合の残留ガスの量（内部EGR量）を算出することができる。しかしながら、上記従来例においては、吸入空気量や残留ガスの量の算出に多数のパラメータが要求される。このため、従来の内燃機関では、これらのパラメータを取得するために多数のセンサが必要となり、それによるコストアップを余儀なくされていた。

そこで、本発明は、吸気弁と排気弁とのバルブオーバーラップが設定されている場合であっても、燃焼室内に吸入された空気の量を低コストで精度よく算出可能とする実用的な内燃機関の制御装置および制御方法の提供を目的とする。

本発明による内燃機関の制御装置は、吸気弁および排気弁の少なくとも何れか一方の開弁特性を変化させることができる動弁機構を有し、燃料および空気の混合気を燃焼室の内部で燃焼させて動力を発生する内燃機関の制御装置において、上記燃焼室における筒内圧力を検出する筒内圧検出手段と、上記吸気弁と上記排気弁とのバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力と、上記バルブオーバーラッ

プ中の排気ガスの圧力と、上記筒内圧検出手段により検出された圧縮行程中の筒内圧力と、上記バルブオーバーラップ中のガス通過有効面積とに基づいて、上記燃焼室に吸入された空気の量を算出する吸入空気量算出手段とを備えることを特徴とする。

なお、上記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力は、上記バルブオーバーラップの前または開始時に上記筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力に基づいて推定されると好ましい。

また、上記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力が、更に内燃機関の負荷にも基づいて推定されると好ましい。

更に、上記内燃機関の負荷が予め定めた負荷よりも高い場合には、上記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力が上記バルブオーバーラップの前または開始時に上記筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力よりも高く推定されるようになっていないと好ましい。

また、上記内燃機関は、上記燃焼室を複数有すると共に、上記燃焼室ごとに上記筒内圧検出手段を備えており、何れかの燃焼室における上記バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力は、当該燃焼室に先行して吸気行程が実行される燃焼室の吸気下死点における筒内圧力に基づいて推定されると好ましい。

更に、第1の吸入空気量算出手段となる上記吸入空気量算出手段とは別の手法で上記燃焼室に吸入される空気の量を算出する第2の吸入空気量算出手段を更に備えていて、上記第1の吸入空気量算出手段によって算出された上記燃焼室に吸入された空気の量と、上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された上記燃焼室に吸入される空気の量とに基づいて、上記内燃機関の制御のために用いる上記燃焼室に吸入される空気の量を算出すると好ましい。

また、上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を、上記第1の

吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入された空気の量に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を算出すると好ましい。

更に、上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を、上記第1の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入された空気の量と上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入された空気の量との差に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を算出すると好ましい。

また、上記第1の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入された空気の量と上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入された空気の量との差が予め定めた値以上である場合には、上記第2の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を上記差に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて上記燃焼室に吸入される空気の量を算出することが禁止されると好ましい。

更に、上記ガス通過有効面積は、上記バルブオーバーラップ中における吸気弁および排気弁のリフト量と機関回転数とに基づいて算出されると好ましい。

本発明による内燃機関の制御方法は、吸気弁および排気弁の少なくとも何れか一方の開弁特性を変化させることができる動弁機構を有し、燃料および空気の混合気を燃焼室の内部で燃焼させて動力を発生する内燃機関の制御方法において、上記吸気弁と上記排気弁とのバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力と、上記バルブオーバ

ーラップ中の排気ガスの圧力と、上記内燃機関の圧縮行程中の上記燃焼室における筒内圧力と、上記バルブオーバーラップ中のガス通過有効面積とに基づいて、上記燃焼室内に吸入された空気の量を算出することを特徴とする。

本発明によれば、燃焼室内に吸入された空気の量を低コストで精度よく算出可能とする実用的な内燃機関の制御装置および制御方法の実現が可能となる。

以下、添付図面と本発明の好適な実施形態の記載から、本発明を一層十分に理解できるであろう。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明による制御装置が適用された内燃機関を示す概略構成図である。

図 2 は、図 1 の内燃機関における吸入空気量算出ルーチンを説明するためのフローチャートである。

図 3 は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力とバルブオーバーラップ直前または開始時の所定のタイミングにおける筒内圧力との比と、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力と排気ガスの圧力との比との関係を例示するグラフである。

図 4 は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力とバルブオーバーラップ直前または開始時の所定のタイミングにおける筒内圧力との比と、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力と排気ガスの圧力との比との関係を例示するグラフである。

図 5 は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力を筒内圧力に基づいて推定するルーチンを説明するた

めのフローチャートである。

図 6 は、吸入空気量モデルを示す図である。

図 7 は、スロットルバルブ開度と流量係数との関係を示す図である。

図 8 は、関数 $\Phi (P_s / P_a)$ を示す図である。

図 9 は、スロットルモデルの基本概念を示す図である。

図 10 は、吸気管モデルの基本概念を示す図である。

図 11 は、吸気弁モデルの基本概念を示す図である。

図 12 は、吸入空気量 M_c 及び燃焼室内吸入空気流量 m_c の定義に関する図である。

図 13 は、本発明の他の実施形態における吸入空気量算出ルーチンを説明するためのフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

本発明による内燃機関の制御装置は、吸気弁と排気弁とのバルブオーバーラップが設定された際に、当該バルブオーバーラップによる筒内圧力の変化量を算出し、この筒内圧力の変化量と、所定のタイミングで筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力とに基づいて、燃焼室に吸入された空気の量を算出するものである。

ここで、吸気弁と排気弁とのバルブオーバーラップが設定された際に当該バルブオーバーラップに起因して燃焼室に残留する残留ガスの量 M_e は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミング（クランク角が θ_1 となるタイミング）における吸入空気の圧力を $P_m (\theta_1)$ とし、当該所定のタイミングにおける排気ガスの圧力 $P_e (\theta_1)$ とし、その際の排気ガスの温度を T_e とし、気体定数を $R (J / (kg \cdot K))$ とすると、次の (1) 式により表される。

$$M_e = S \cdot \phi (P_m (\theta_1) / P_e (\theta_1)) \cdot P_e (\theta_1) / \sqrt{R \cdot T_e} \quad \dots (1)$$

上記（１）式において、 S は、バルブオーバーラップ中にガスの通過を許容する有効面積であるガス通過有効面積を示す。かかるガス通過有効面積 S は、次の（２）式により表される。ただし、（２）式において、 $N_e(\theta_1)$ は、クランク角が θ_1 となるタイミングにおける機関回転数である。また、 R_i は、吸気弁 V_i のバルブ直径であり、 R_e は、排気弁 V_e のバルブ直径であり、 $L_i(\theta)$ は、吸気弁 V_i のリフト量であり、 $L_e(\theta)$ は、排気弁 V_e のリフト量であり、 IVO は、吸気弁 V_i を開くタイミングにおけるクランク角度であり、 EVC は、排気弁 V_e を閉じるタイミングにおけるクランク角度である。更に、（２）式において、 $\int (L_i(\theta) \cdot L_e(\theta)) d\theta$ は、可変バルブタイミング機構による進角量（ VVT 進角量）に応じて定まる値である。

また、上記（１）式において、 $\phi(P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1))$ は、吸入空気の圧力と排気ガスの圧力との比に関連する項であり、基本的に次の（３）式により表され、 $P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1)$ の値が小さい場合、次の（４）式により表される。ただし、（３）式および（４）式において、 κ は比熱比である。

$$S = \pi \cdot \sqrt{R_i \cdot R_e} \cdot \cos(45^\circ) \cdot \int_{IVO}^{EVC} \sqrt{L_i(\theta) \cdot L_e(\theta)} d\theta \cdot (60/N_e(\theta_1)/360) \dots (2)$$

$$\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ のとき、 } \phi\left(\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)}\right) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left\{ \left(\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \dots (3)$$

$$\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)} < \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ のとき、 } \phi\left(\frac{P_m(\theta_1)}{P_e(\theta_1)}\right) = \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{2\kappa}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \dots (4)$$

一方、バルブオーバーラップに起因して燃焼室に残留する残留ガスの量 M_e と、バルブオーバーラップによる筒内圧力の変化量 ΔP_c との間には、一般に、次の（５）式の関係が成立する。これによ

り、上記（１）式および（５）式から、筒内圧力の変化量 ΔP_c は、バルブオーバーラップに起因して燃焼室に残留する残留ガスの量 M_e に基づいて、次の（６）式のように表される。ただし、（６）式において、 α は、実験等に基づいて定められる定数である。そして、この筒内圧力の変化量 ΔP_c と、圧縮行程中の所定のタイミング（クランク角が θ_2 となるタイミングであり、吸気弁閉弁後、燃焼開始前（火花点火前または圧縮着火前）のタイミング）で筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とから、燃焼室に吸入された空気の量 M_{air} を次の（７）式により表すことができる。ただし、（７）式において、 β は、実験等に基づいて定められる定数である。

$$\Delta P_c \propto M_e \cdot \sqrt{T_e} \quad \dots (5)$$

$$\Delta P_c = \alpha \cdot S \cdot \phi(P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1)) \cdot P_e(\theta_1) \quad \dots (6)$$

$$M_{air} = \beta \cdot (P_c(\theta_2) - \Delta P_c) \quad \dots (7)$$

従って、本発明による内燃機関の制御装置において実行されるように、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ 、排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ および機関回転数 $N_e(\theta_1)$ と、所定のタイミングで検出された筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とを得れば、多数のセンサを用いることなく、燃焼室内に吸入された空気の量を低コストで精度よく算出可能となる。

また、上述のように、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ とに基づいてバルブオーバーラップによる筒内圧力の変化量 ΔP_c を算出するに際しては、排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ が、バルブオーバーラップの直前または開始時に（クランク角が θ_0 となるタイミングで）筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ に基づいて推定されると好ましい。

すなわち、バルブオーバーラップのために吸気弁を開弁させる前や吸気弁の開弁時の排気ガスの圧力は筒内圧力と概ね一致しており、内燃機関の負荷がさほど大きくない場合であれば、バルブオーバーラップのために吸気弁を開弁させた前後における排気ガスの圧力変化は小さい。従って、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ は、バルブオーバーラップの前または開始時に筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ に基づいて推定することが可能であり、内燃機関の低負荷時であれば、例えば、 $P_e(\theta_1) = P_c(\theta_0)$ とすることができ。これにより、排気ガスの圧力を検出するセンサが不要となるので、燃焼室に吸入される空気量の算出に要するコストを低減させることが可能となる。

一方、内燃機関の負荷がある程度高まると、排気脈動等の影響によってバルブオーバーラップ中に排気ガスの圧力変化が大きくなり、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ をバルブオーバーラップの前または開始時に筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ にて代用するのは困難となる。

すなわち、内燃機関の負荷がある程度高まるまでは、上記(3)式の関数 ϕ に代入されるバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比は、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ とバルブオーバーラップの前または開始時に検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比と概ね一致し、両者の値は、負荷の高まりと共に増加していく。これに対して、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比が実験的、経験的に定められる所定値 ε を上回ると、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ という相関が成立しなくなってしまう。

このため、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ と

の比が所定値 ε を上回った場合には、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比が上記所定値 ε に固定されると仮定した上で、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ をバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と上記所定値 ε とに基づいて、 $P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / \varepsilon$ として定めると好ましい。これにより、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力が実測されない場合に、内燃機関の負荷が高まったとしても、バルブオーバーラップに伴う排気ガスの圧力変化による影響を受けることなく、燃焼室に吸入される空気量を精度よく算出可能となる。

そして、複数の燃焼室を有する内燃機関においては、燃焼室ごとに筒内圧検出手段が設けられるとよく、この場合、燃焼室ごとに筒内圧力の変化量 ΔP_c が算出され、各燃焼室における筒内圧力の変化量 ΔP_c と、各筒内圧検出手段によって所定のタイミングで検出される各燃焼室における筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とに基づいて、各燃焼室に吸入された空気の量が算出されると好ましい。これにより、燃焼室間の吸入空気量のばらつきを精度よく把握することができるので、各燃焼室における空燃比制御等の精度を向上させることが可能となる。

また、何れかの燃焼室におけるバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力は、当該燃焼室に先行して吸気行程が実行される燃焼室の吸気下死点における筒内圧力に基づいて推定されてもよい。

一般に、吸入空気の圧力と筒内圧力とは吸気下死点において概ね等しくなる。また、ある燃焼室においてバルブオーバーラップが実行されるタイミングは、当該燃焼室に対して $1/N$ サイクル（ただし、吸気、圧縮、膨張、排気の4行程を1サイクルとし、 N は気筒数を示す）だけ先行して吸気行程が実行される燃焼室において吸気

下死点が到来するタイミングと概ね一致する。従って、これらを踏まえ、筒内圧力に基づいて吸入空気の圧力を推定することにより、吸入空気の圧力を検出するセンサが不要となり、各燃焼室に吸入される空気量の算出に要するコストをより一層低減させることが可能となる。

以下、図面を参照しながら、本発明を実施するための最良の形態について具体的に説明する。

図 1 は、本発明による制御装置が適用された内燃機関を示す概略構成図である。同図に示される内燃機関 1 は、シリンダブロック 2 に形成された燃焼室 3 の内部で燃料および空気の混合気を燃焼させ、燃焼室 3 内でピストン 4 を往復移動させることにより動力を発生するものである。内燃機関 1 は多気筒エンジンとして構成されると好ましく、本実施形態の内燃機関 1 は、例えば 4 気筒エンジンとして構成される。

各燃焼室 3 の吸気ポートは、吸気管（吸気マニホールド） 5 にそれぞれ接続され、各燃焼室 3 の排気ポートは、排気管 6（排気マニホールド）にそれぞれ接続されている。また、内燃機関 1 のシリンダヘッドには、吸気弁 V_i および排気弁 V_e が燃焼室 3 ごとに配設されている。各吸気弁 V_i は対応する吸気ポートを開閉し、各排気弁 V_e は対応する排気ポートを開閉する。各吸気弁 V_i および各排気弁 V_e は、可変バルブタイミング機構を含む動弁機構 VM によって開閉させられる。更に、内燃機関 1 は、気筒数に応じた数の点火プラグ 7 を有し、点火プラグ 7 は、対応する燃焼室 3 内に臨むようにシリンダヘッドに配設されている。

吸気管 5 は、図 1 に示されるように、サージタンク 8 に接続されている。サージタンク 8 には、給気ライン L_1 が接続されており、給気ライン L_1 は、エアクリーナ 9 を介して図示されない空気取入

口に接続されている。そして、給気ライン 1 の中途（サージタンク 8 とエアクリーナ 9 との間）には、スロットルバルブ（本実施形態では、電子制御式スロットルバルブ）10 が組み込まれている。一方、排気管 6 には、図 1 に示されるように、例えば三元触媒を含む前段触媒装置 11a および例えば NO_x 吸蔵還元触媒を含む後段触媒装置 11b が接続されている。

更に、内燃機関 1 は、複数のインジェクタ 12 を有し、各インジェクタ 12 は、図 1 に示されるように、対応する燃焼室 3 内に臨むようにシリンダヘッドに配置されている。また、内燃機関 1 の各ピストン 4 は、いわゆる深皿頂面型に構成されており、その上面に、凹部 4a を有している。そして、内燃機関 1 では、各燃焼室 3 内に空気を吸入させた状態で、各インジェクタ 12 から各燃焼室 3 内のピストン 4 の凹部 4a に向けてガソリン等の燃料が直接噴射される。

これにより、内燃機関 1 では、点火プラグ 7 の近傍に燃料と空気との混合気の層が周囲の空気層と分離された状態で形成（成層化）されるので、極めて希薄な混合気を用いて安定した成層燃焼を実行することが可能となる。なお、本実施形態の内燃機関 1 は、いわゆる直噴エンジンとして説明されるが、これに限られるものではなく、本発明が吸気管（吸気ポート）噴射式の内燃機関に適用され得ることはいうまでもない。

上述の各点火プラグ 7、スロットルバルブ 10、各インジェクタ 12 および動弁機構 VM 等は、内燃機関 1 の制御装置として機能する ECU 20 に電氣的に接続されている。ECU 20 は、何れも図示されない CPU、ROM、RAM、入出力ポート、および、記憶装置等を含むものである。ECU 20 には、図 1 に示されるように、内燃機関 1 のクランク角センサ 14 を始めとした各種センサが電

氣的に接続されている。E C U 2 0 は、記憶装置に記憶されている各種マップ等を用いると共に各種センサの検出値等に基づいて、所望の出力が得られるように、点火プラグ 7、スロットルバルブ 1 0、インジェクタ 1 2、動弁機構 V M 等を制御する。

また、内燃機関 1 は、半導体素子、圧電素子、磁歪素子あるいは光ファイバ検出素子等を含む筒内圧センサ（筒内圧検出手段） 1 5 を気筒数に応じた数だけ有している。各筒内圧センサ 1 5 は、対応する燃焼室 3 内に受圧面が臨むようにシリンダヘッドに配設されており、図示されない A / D 変換器等を介して E C U 2 0 に電氣的に接続されている。各筒内圧センサ 1 5 は、燃焼室 3 内でその受圧面に加わる圧力（筒内圧力）を大気圧に対する相対値として出力するものであり、その受圧面に加わる圧力（筒内圧力）に応じた電圧信号（検出値を示す信号）を E C U 2 0 に与える。

更に、内燃機関 1 は、サージタンク 8 内の吸入空気の圧力（吸気圧）を絶対圧力として検出する吸気圧センサ 1 6 を有している。吸気圧センサ 1 6 も、図示されない A / D 変換器等を介して E C U 2 0 に電氣的に接続されており、検出したサージタンク 8 内の吸入空気の絶対圧力を示す信号を E C U 2 0 に与える。なお、クランク角センサ 1 4、吸気圧センサ 1 6 の検出値は、微小時間おきに E C U 2 0 に順次与えられ、E C U 2 0 の所定の記憶領域（バッファ）に所定量ずつ格納保持される。また、各筒内圧センサ 1 5 の検出値（筒内圧力）は、吸気圧センサ 1 6 の検出値に基づいて絶対圧補正された上で、E C U 2 0 の所定の記憶領域（バッファ）に所定量ずつ格納保持される。

次に、図 2 を参照しながら、上述の内燃機関 1 において各燃焼室 3 に吸入される空気量を算出する手順について説明する。内燃機関 1 が始動されると、E C U 2 0 によって図 2 に示される吸入空気量

算出ルーチンが燃焼室 3 ごとに繰り返し実行される。図 2 の吸入空気量算出ルーチンは、基本的に上記 (1) から (7) 式を用いて各燃焼室 3 に吸入される空気量を算出するためのものである。このルーチンの実行タイミングになると、ECU 20 は、まず、吸気弁 V_i の開弁タイミングが進角されているか否か判定する (S10)。

ECU 20 は、S10 にて吸気弁 V_i の開弁タイミングが進角されていると判断した場合、ECU 20 は、所定の記憶領域から、吸気弁 V_i と排気弁 V_e とのバルブオーバーラップ直前または開始時の所定のタイミング（クランク角が θ_0 となるタイミング）で筒内圧センサ 15 によって検出された筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ を対象となる燃焼室 3 について読み出すと共に、吸気弁 V_i と排気弁 V_e とのバルブオーバーラップ中の所定のタイミング（クランク角が θ_1 となるタイミング）で吸気圧センサ 16 によって検出された吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ とを読み出す (S12)。また、S12 にて、ECU 20 は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミング（クランク角が θ_1 となるタイミング）でのクランク角センサ 14 の検出値に基づいて、クランク角が θ_1 となるタイミングでの機関回転数 $N_e(\theta_1)$ を求めると共に、動弁機構 VM から、クランク角が θ_1 となるタイミングでの VVT 進角量を取得する。

本実施形態において、吸気弁 V_i と排気弁 V_e とのバルブオーバーラップ直前または開始時の所定のタイミングは、バルブオーバーラップの開始時すなわち吸気弁 V_i の開弁時とされ、クランク角が例えば $\theta_0 =$ 上死点前 20° となるタイミングとされる。また、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングは、クランク角が例えば $\theta_1 =$ 上死点前 10° （排気上死点前 10° ）となるタイミングとされる。S12 にて、クランク角が θ_0 となるタイミングでの筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ とクランク角が θ_1 となるタイミングでの吸入空気

の圧力 $P_m(\theta_1)$ とを取得すると、ECU 20 は、対象となる燃焼室 3 について、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比である $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値を求めると共に、 $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値が所定の閾値 ε (本実施形態では、 $\varepsilon = 0.95$) 以下であるか否か判定する (S14)。

ここで、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比である $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ と、上記 (3) 式において用いられるパラメータである吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1)$ との間には、図 3 に例示されるような関係が成立する。すなわち、内燃機関 1 の負荷がさほど大きくない範囲内では、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1)$ の値と $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値とは、負荷の高まりと共にそれぞれ増加し、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ という関係が成立する。

すなわち、バルブオーバーラップのために吸気弁 V_i を開弁させる直前のタイミングまたは開弁時において、排気ガスの圧力は筒内圧力と概ね一致しており、内燃機関 1 の負荷がさほど大きくない場合であれば、バルブオーバーラップのために吸気弁 V_i を開弁させた前後における排気ガスの圧力変化は小さい。従って、内燃機関 1 の負荷がさほど大きくない範囲内では、バルブオーバーラップ中、すなわち、クランク角が θ_1 となるタイミングにおける排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ を、バルブオーバーラップの直前または開始時、すなわち、クランク角が θ_0 となるタイミングで筒内圧センサ 15 によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ に基づいて推定することが可能であり、 $P_e(\theta_1) = P_c(\theta_0)$ 、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ とみなすことができる。

これに対して、内燃機関 1 の負荷がある程度高まると、排気脈動

等の影響により、バルブオーバーラップのために吸気弁 V_i を開弁させた前後において排気ガスの圧力変化が大きくなる。すなわち、内燃機関 1 の負荷がある程度高まり、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比 $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ が所定値 ε 以上になると、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ という相関が成立しなくなり、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ をバルブオーバーラップの直前または開始時に筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ にて代用するのは困難となる。

これらの点に鑑みて、内燃機関 1 では、S 1 4 にて各燃焼室 3 について $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値が上記閾値 ε 以下であると判断された場合、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ がバルブオーバーラップの直前または開始時に筒内圧センサ 1 5 によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ にて代用され、ECU 2 0 によって $P_e(\theta_1) = P_c(\theta_0)$ と設定される (S 1 6)。また、S 1 4 にて各燃焼室 3 について $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値が上記閾値 ε を上回っていると判断された場合、ECU 2 0 によって、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ が、上記所定値 ε を用いて、

$$P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1) / \varepsilon$$

として設定される (S 1 8)。すなわち、S 1 8 の処理では、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比がガード値としての閾値 ε (本実施形態では、0.95) に固定されると仮定され、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ がバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と閾値 ε とに基づいて定められる。

S 1 6 または S 1 8 の処理を実行すると、ECU 2 0 は、予め定

められた関数式あるいはマップを用いて S_{12} にて取得した VVT 進角量に対応する $\int \sqrt{L_i(\theta) \cdot L_e(\theta)} d\theta$ の値を定め、この値と、 S_{12} にて取得した機関回転数 $N_e(\theta_1)$ とを用いて上記 (2) 式からガス通過有効面積 S を算出する (S_{20})。ガス通過有効面積 S を求めると、 ECU_{20} は、 S_{12} にて取得した吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ を S_{16} または S_{18} にて設定したバルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ で除した値が閾値 $(2 / (\kappa + 1))^{1/(\kappa - 1)}$ 以上となっているか否かを判定する (S_{22})。本実施形態では、閾値 $(2 / (\kappa + 1))^{1/(\kappa - 1)}$ として、例えば $\kappa = 1.32$ として得られる定数が用いられる。

上述のように、バルブオーバーラップによる筒内圧力の変化量 ΔP_c を算出する際に必要となる $\phi(P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1))$ を表す式は、 $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1)$ の値に応じて変化する。このため、 ECU_{20} は、 S_{22} にて $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1)$ の値が上記閾値以上であると判断した場合、上記 (3) 式を用いて $\phi(P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1))$ の値を算出する (S_{24})。また、 ECU_{20} は、 S_{22} にて $P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1)$ の値が上記閾値を下回ったと判断した場合、上記 (4) 式を用いて $\phi(P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1))$ の値を算出する (S_{26})。

S_{20} にてガス通過有効面積 S を求めると共に、 S_{24} または S_{26} にて $\phi(P_m(\theta_1) / P_e(\theta_1))$ の値を求めると、 ECU_{20} は、上記 (6) 式を用いて、対象となる燃焼室 3 についてバルブオーバーラップによる筒内圧力の変化量 ΔP_c を算出する (S_{28})。 S_{28} の処理の後、 ECU_{20} は、所定の記憶領域から、対象となる燃焼室 3 について、圧縮行程中のクランク角が θ_2 となるタイミングで筒内圧センサ 15 によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ を読み出す (S_{30})。なお、本実施形態では、圧縮行程中

の所定のタイミングは、クランク角が例えば $\theta_2 =$ 上死点前 50° (圧縮上死点前 50°) となるタイミングとされる。

そして、ECU 20 は、上記 (7) 式を用いて、S 28 にて求めた筒内圧力の変化量 ΔP_c と S 30 にて取得した筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とから、対象となる燃焼室 3 について吸入空気の量 M_{air} を算出する (S 32)。このように、内燃機関 1 では、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ 、排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ および機関回転数 $N_e(\theta_1)$ と、所定のタイミングで検出された筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とを得ることにより、多数のセンサを用いることなく、各燃焼室 3 の内部に吸入された空気の量を低コストで精度よく算出可能となる。

また、内燃機関 1 では、負荷が比較的低く、S 14 にて $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値が閾値 ε 以下であると判断された場合、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ がバルブオーバーラップの直前または開始時に筒内圧センサ 15 によって検出される筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ にて代用される。これにより、排気ガスの圧力を実測するためのセンサが不要となるので、各燃焼室 3 に吸入される空気量の算出に要するコストを低減させることが可能となる。

そして、排気ガスの圧力を実測するためのセンサが省略されている内燃機関 1 では、負荷が高まって S 14 にて $P_m(\theta_1) / P_c(\theta_0)$ の値が閾値 ε を上回ったと判断された場合、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比がいわゆるガード値としての閾値 ε (本実施形態では、0.95) に固定されるとの仮定のもと、バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ が、閾値 ε に基づいて定められる (S 18)。このように、内燃機関 1 の負荷が高まった際には、吸

入空気の圧力と排気ガスの圧力との差が小さく、また、残留ガス自体も少なくなることから、S 1 8のような処理を実行しても、排気ガスの圧力変化による影響を受けることなく、各燃焼室3に吸入される空気量を精度よく算出することが可能となり、実用上良好な結果を得ることができる。

更に、複数の燃焼室3と、燃焼室3ごとに設けられた筒内圧センサ15とを有する内燃機関1では、燃焼室3ごとに筒内圧力の変化量 ΔP_c が算出され、各燃焼室3における筒内圧力の変化量 ΔP_c と、各筒内圧センサ15によって検出される各燃焼室3における筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ とに基づいて、各燃焼室3に吸入された空気の量が算出されることになる。これにより、燃焼室3間の吸入空気量のばらつきを精度よく把握可能となり、各燃焼室3における空燃比制御等の精度を向上させることができる。

一方、S 1 0にて吸気弁 V_i の開弁タイミングが進角されておらず、吸気弁 V_i と排気弁 V_e とのバルブオーバーラップが設定されていないと判断した場合、ECU 20は、S 3 2にて用いられることになる筒内圧力の変化量 ΔP_c をゼロに設定する(S 3 4)。これにより、バルブオーバーラップが設定されていない場合、S 3 2では、S 3 0にて取得された筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ のみに基づいて、各燃焼室3に吸入された空気の量 $M_{a,i}$ が算出されることになる。ここで、圧縮行程中の筒内圧力は、相対的に高い値を示し、筒内圧センサ15の検出精度や筒内圧データの分解能等によらず精度よく検出され得るものである。従って、圧縮行程中の所定のタイミングにおける燃焼室3内の筒内圧力を用いれば、燃焼室3に吸入された空気の量を精度よく求めることができる。

なお、上述の内燃機関1では、S 1 4にて否定判断がなされた場合、バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気

ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比がガード値としての閾値 ε に固定されると仮定されるが、これに限られるものではない。すなわち、図 4 に示されるように、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と筒内圧力 $P_c(\theta_0)$ との比である $P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0)$ と、吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ と排気ガスの圧力 $P_e(\theta_1)$ との比 $P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1)$ との関係は、複数の関数を用いて近似されてもよい。

図 4 の例では、 $P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0)$ と $P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1)$ との関係が 2 本の直線を用いて近似されており、 $0 \leq P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0) \leq \varepsilon_1$ (ただし、 ε_1 は、実験的、経験的に定められる定数である。) の範囲では、 $P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1) = P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0)$ となり、 $\varepsilon_1 \leq P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0) \leq 1.0$ の範囲では、 $P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1)$ が次の (8) 式により表される (ただし、(8) 式において ε_2 は、実験的、経験的に定められる定数であり、 $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ である)。このような近似手法が採用された場合には、図 2 の S 1 4 にて否定判断がなされた際に、S 1 8 にて、次の (9) 式に従って $P_e(\theta_1)$ の値が設定される。

$$P_m(\theta_1)/P_e(\theta_1) = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \cdot (P_m(\theta_1)/P_c(\theta_0) - \varepsilon_1) + \varepsilon_1 \quad \dots (8)$$

$$P_e(\theta_1) = \frac{P_m(\theta_1)}{\left\{ \varepsilon_1 + \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \cdot \left(\frac{P_m(\theta_1)}{P_c(\theta_0)} - \varepsilon_1 \right) \right\}} \quad \dots (9)$$

また、本実施形態では、サージタンク 8 に吸入空気の圧力を検出する吸気圧センサ 1 6 が設けられているが、吸気圧センサ 1 6 は省略されてもよく、バルブオーバーラップ中の所定のタイミング (クランク角が θ_1 となるタイミング) における吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ は、筒内圧力に基づいて推定されてもよい。

すなわち、吸入空気の圧力と筒内圧力とは吸気下死点において概

ね等しくなる。また、ある燃焼室 3 においてバルブオーバーラップが実行されるタイミングは、4 気筒エンジンの場合、当該燃焼室 3 に対して $1/4$ サイクル (180°) だけ先行して吸気行程が実行される燃焼室 3 において吸気下死点が到来するタイミングと概ね一致する。従って、これらを踏まえると、ある燃焼室 3 におけるバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力は、当該燃焼室 3 に対して $1/4$ サイクルだけ先行して吸気行程が実行される燃焼室 3 の吸気下死点における筒内圧力に基づいて推定することができる。これにより、吸入空気の圧力を検出する吸気圧センサ 16 が不要となり、各燃焼室 3 に吸入される空気量の算出に要するコストをより一層低減させることが可能となる。

図 5 は、バルブオーバーラップ中の所定のタイミングにおける吸入空気の圧力を筒内圧力に基づいて推定するルーチンを説明するためのフローチャートである。図 5 のルーチンは、ECU 20 によって例えば図 2 の S 14 の前の所定のタイミングにおいて実行されるものである。この場合、ECU 20 は、所定の記憶領域から、対象となる燃焼室 3 よりも $1/4$ サイクルだけ先行して吸気行程が実行される燃焼室（先行燃焼室）3 の直近の吸気下死点における筒内圧センサ 15 の検出値 $P_c(\theta_{BDC})$ を読み出す (S 100)。更に、ECU 20 は、対象となる燃焼室 3 よりも $1/4$ サイクルだけ先行して吸気行程が実行される燃焼室 3 の上記吸気下死点後の圧縮行程中の所定の 2 点における筒内圧センサ 15 の検出値 $P_c(\theta_a)$ 、 $P_c(\theta_b)$ を所定の記憶領域から読み出す (S 102)。なお、クランク角 θ_a および θ_b は、圧縮行程中に含まれるように選択されれば、それぞれの値は任意とされ得る。

ここで、吸気圧センサが省略されている場合、筒内圧センサ 15 の出力（相対圧力）を吸気圧センサ 16 の検出値に基づいて絶対圧

補正し得ないことから、筒内圧センサ 15 の検出値 $P_c(\theta_a)$, $P_c(\theta_b)$ は、絶対圧補正されずにそのまま（相対圧力を示す状態で）当該記憶領域に記憶される。ここで、クランク角が θ_a となった際の絶対圧補正後の筒内圧力（真値）を P_a とし、クランク角が θ_b となった際の絶対圧補正後の筒内圧力（真値）を P_b とし、筒内圧センサ 15 の絶対圧補正值を P_r とすると、

$$P_a = P_c(\theta_a) + P_r$$

$$P_b = P_c(\theta_b) + P_r$$

となる。また、内燃機関の圧縮行程が断熱過程であるとみなし、比熱比を κ とした場合、 $P_a \cdot V^\kappa(\theta_a) = P_b \cdot V^\kappa(\theta_b)$ という関係が成立し、この関係は、次の (10) 式のように表すことができる。そして、(10) 式を絶対圧補正值 P_r について解くと、絶対圧補正值 P_r は、次の (11) 式のように表される。

$$(P_c(\theta_a) + P_r) \cdot V^\kappa(\theta_a) = (P_c(\theta_b) + P_r) \cdot V^\kappa(\theta_b) \quad \dots (10)$$

$$P_r = \frac{P_c(\theta_b) \cdot V^\kappa(\theta_b) - P_c(\theta_a) \cdot V^\kappa(\theta_a)}{V^\kappa(\theta_a) - V^\kappa(\theta_b)} \quad \dots (11)$$

このため、ECU 20 は、S 102 の処理の後、先行燃焼室 3 の圧縮行程中の所定の 2 点における筒内圧センサ 15 の検出値 $P_c(\theta_a)$, $P_c(\theta_b)$ と、当該所定の 2 点における筒内容積 $V(\theta_a)$, $V(\theta_b)$ とを用いて、上記 (11) 式より、先行燃焼室 3 に設けられている筒内圧センサ 15 の絶対圧補正值 P_r を算出する (S 104)。なお、S 104 にて用いられる筒内容積 $V(\theta_a)$, $V(\theta_b)$ の値は、予め算出された上で記憶装置に記憶されており、ECU 20 は、これら筒内容積 $V(\theta_a)$, $V(\theta_b)$ の値を記憶装置から読み出して S 20 の処理に用いる。

S 104 にて絶対圧補正值 P_r を求めると、ECU 20 は、S 100 にて取得した吸気下死点における筒内圧センサ 15 の検出値 P

$c(\theta_{BDC})$ と、S 1 0 4 にて求めた絶対圧補正值 P_r とを用いて、対象となる燃焼室 3 におけるバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ を算出する (S 1 0 6)。すなわち、ある燃焼室 3 におけるバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力 $P_m(\theta_1)$ は、当該燃焼室 3 に対して $1/4$ サイクル (N 気筒エンジンでは、 $1/N$ サイクル) だけ先行して吸気行程が実行される燃焼室 3 の吸気下死点における筒内圧力を $P_{c-180}(\theta_{BDC})$ とすると、

$$P_m(\theta_1) = P_r + P_{c-180}(\theta_{BDC})$$

として算出することができる。このように、図 5 のルーチンが実行されることにより、吸入空気の圧力を検出する吸気圧センサを用いることなく、筒内圧力 $P(\theta)$ と筒内容積 $V(\theta)$ とに基づいて、(筒内圧力 $P(\theta)$ と筒内容積 $V(\theta)$ を比熱比 (所定の指数) κ で累乗した値 $V^\kappa(\theta)$ との積値 $P(\theta) \cdot V^\kappa(\theta)$ に基づいて)、各燃焼室 3 に吸入される空気量を精度よく算出可能となる。

ところで、以上で説明した燃焼室 3 に吸入された空気の量 M_{air} を算出する手法においては、最終的に上記 (7) 式を用いて上記吸入空気量 M_{air} が算出されるため、上記筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ が必要とされる。ここで、上記筒内圧力 $P_c(\theta_2)$ は上述したように圧縮行程中の所定のタイミング (吸気弁閉弁後、燃焼開始前 (火花点火前または圧縮着火前) のタイミング) において検出される値に基づいて求められるものであり、したがって以上で説明した吸入空気量 M_{air} を算出する手法によって同空気量 M_{air} が算出されるのはそのサイクル (すなわち、今回のサイクル) において既に圧縮行程が開始された後となる。

そしてこのようなことから、通常は、以上で説明した吸入空気量 M_{air} の算出手法によって得られる算出結果を今回のサイクルにおける内燃機関の制御に直接利用することは困難である。すなわち、

空燃比制御を例にとると、空燃比を目標空燃比とするためには吸入空気量に応じた適切な量の燃料を噴射する必要があるため、燃料噴射前に上記吸入空気量 $M_{a,i,r}$ を求めてそれに応じた適切な燃料噴射量を決定する必要がある。ところが、以上で説明した吸入空気量 $M_{a,i,r}$ の算出手法では、上述したように既に圧縮行程が開始された後に上記吸入空気量 $M_{a,i,r}$ が求まるので、吸気管（吸気ポート）噴射式の内燃機関の場合には上記吸入空気量 $M_{a,i,r}$ が求まるのが燃料噴射後となり、上述した内燃機関1のような直噴式の内燃機関の場合であっても上記吸入空気量 $M_{a,i,r}$ が求まるのが早くても燃料噴射の直前程度になってしまう。このため、その算出結果である吸入空気量 $M_{a,i,r}$ を今回のサイクルにおける内燃機関の空燃比制御に直接利用するのは通常は困難となる。

以上のようなことを踏まえ、本発明の他の実施形態においては以下で説明するようにして、上述した吸入空気量 $M_{a,i,r}$ の算出手法から得られる算出結果を内燃機関の制御に利用するようにしている。すなわち、この実施形態では上述したような筒内圧力と筒内圧力の変化量とに基づいて燃焼室3に吸入された空気の量を算出する手法（以下、「第1の吸入空気量算出手法」と言う）とは異なる手法、すなわち第2の吸入空気量算出手法でも燃焼室3に吸入される空気の量が求められるようになっている。ここで、この第2の吸入空気量算出手法は、今回のサイクルの圧縮行程開始前に燃焼室3に吸入される空気の量を求めることができるものであり、また、今回のサイクルの燃料噴射の充分前に燃焼室3に吸入される空気の量を求めることができるものであって、より詳細には吸入空気量を事前に推定する方法である。

そして、本実施形態では前回のサイクルについて上記第1の吸入空気量算出手法で算出された吸入空気量（以下、「第1の吸入空気

量」と言う) $M_{a,ir}$ と上記第 2 の吸入空気量算出手法で算出された吸入空気量 (以下、「第 2 の吸入空気量」と言う) との差が求められ、その差に基づいて今回のサイクルについて上記第 2 の吸入空気量算出手法で算出された吸入空気量、すなわち第 2 の吸入空気量の値が補正されるようになっている。そして、この補正された第 2 の吸入空気量に基づいて内燃機関の制御が実施されるようになっている。

すなわち上述したように、上記第 2 の吸入空気量算出手法によれば今回のサイクルの燃料噴射の充分前に燃焼室 3 に吸入される空気の量を求めることができる。また、上記補正に用いられる値は前回のサイクルについての上記第 1 の吸入空気量 $M_{a,ir}$ と上記第 2 の吸入空気量との差であるので今回のサイクルの開始前に求めることができる。このため、上記の補正された第 2 の吸入空気量は今回のサイクルの燃料噴射の充分前に求めることができ、したがって、今回のサイクルにおける内燃機関の制御にこの補正された第 2 の吸入空気量を用いることが可能となる。すなわち例えば、この補正された第 2 の吸入空気量に基づいて今回のサイクルにおける燃料噴射量を決定して空燃比制御を行うことができる。また、複数の燃焼室を有する場合において、このように補正された第 2 の吸入空気量に基づいて決定される燃料噴射量の気筒間のバラツキに基づいて発生トルクの気筒間のバラツキを推定し、それに応じて気筒毎に点火時期の遅角量を設定して点火時期遅角制御を実施し、発生トルクの気筒間バラツキを抑制することもできる。

ところで、上記第 2 の吸入空気量算出手法としては、エアフロメータの検出値や吸気圧センサの検出値等に基づいて吸入空気量を求める手法等、種々のものが想定されるが、本実施形態では上記第 2 の吸入空気量算出手法として吸気系の物理モデルを用いた手法が

用いられる。そこで次に、本実施形態において上記第 2 の吸入空気量算出手法として用いられる吸気系の物理モデルを用いて吸入空気量を算出する手法について説明する。

この手法はすなわち、内燃機関の吸気系をモデル化すると共にそれらモデルに対してエネルギー保存則、質量保存則、状態方程式等を適用して機関の吸入空気量（燃焼室 3 に吸入される空気の量）を算出するというものである。この手法においては、例えば、内燃機関の吸気系について、スロットルモデル、吸気管モデル、吸気弁モデル等が構築され、これら各モデルを用いることによりスロットルバルブ開度、大気圧、及び大気温度等から吸入空気量が求められる。なお、本実施形態においてはこの手法によって吸入空気量を求めるために、図 1 に示した構成において、更にスロットル開度センサ、大気圧センサ、大気温度センサが設けられている。また、この手法に関わる演算は ECU 20 において行われるようになっている。

図 6 は、この手法のために内燃機関の吸気系をモデル化した吸入空気量モデル M20 を示す図である。吸入空気量モデル M20 は、図 6 に示したようにスロットルモデル M21、吸気管モデル M22、吸気弁モデル M23 を備える。スロットルモデル M21 には、スロットル開度センサによって検出されたスロットルバルブの開度（スロットルバルブ開度） θ_t と、大気圧センサによって検出された内燃機関周囲の大気圧 P_a と、大気温度センサによって検出された内燃機関周囲の大気温度 T_a と、後述する吸気管モデル M22 において算出されたスロットルバルブから吸気弁に至るまでの吸気管内の圧力（吸気管内圧力） P_s とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述するスロットルモデル M21 のモデル式に代入することで、単位時間当たりにスロットルバルブを通過する空気の流量（スロットルバルブ通過空気流量） m_t が算出される。スロット

ルモデルM 2 1において算出されたスロットルバルブ通過空気流量 m_t は、吸気管モデルM 2 2へ入力される。

吸気管モデルM 2 2には、スロットルモデルM 2 1において算出されたスロットルバルブ通過空気流量 m_t と、以下で詳述する単位時間あたりに燃焼室内に吸入される空気の流量（以下、「燃焼室内吸入空気流量 m_c 」）と言う。なお、燃焼室内吸入空気流量 m_c の定義については、吸気弁モデルM 2 3の説明において詳述する）とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述する吸気管モデルM 2 2のモデル式に代入することで、上記吸気管内圧力 P_s とスロットルバルブから吸気弁に至るまでの吸気管内の温度（吸気管内温度） T_m とが算出される。吸気管モデルM 2 2において算出された吸気管内圧力 P_s と吸気管内温度 T_m は共に吸気弁モデルM 2 3へ入力され、更に吸気管内圧力 P_s はスロットルモデルM 2 1にも入力される。

吸気弁モデルM 2 3には、吸気管モデルM 2 2において算出された吸気管内圧力 P_s 及び吸気管内温度 T_m の他に大気温度 T_a が入力され、それらの値を後述する吸気弁モデルM 2 3のモデル式に代入することで、燃焼室内吸入空気流量 m_c が算出される。そしてこの燃焼室内吸入空気流量 m_c に基づいて、すなわちこの燃焼室内吸入空気流量 m_c を変換して吸入空気量（燃焼室3に吸入される空気の量） M_c が算出される。また、吸気弁モデルM 2 3において算出された燃焼室内吸入空気流量 m_c は吸気管モデルM 2 2に入力される。

図6から分かるように、吸入空気量モデルM 2 0ではあるモデルにおいて算出されたパラメータの値が別のモデルへの入力値として利用される。このため、吸入空気量モデルM 2 0を用いた場合には、大気圧 P_a 、大気温度 T_a 、スロットルバルブ開度 θ_t 及び機関

回転数から上記吸入空気量 M_c を算出することができる。

次に、吸入空気量モデル M_{20} の各モデル $M_{21} \sim M_{23}$ について説明する。

スロットルモデル M_{21} では、大気圧 P_a (kPa)、大気温度 T_a (K)、吸気管内圧力 P_s (kPa)、スロットルバルブ開度 θ_t から、下記 (12) 式に基づいて、スロットルバルブ通過空気流量 m_t (g/s) が算出される。ここで、(12) 式における μ はスロットルバルブにおける流量係数で、スロットルバルブ開度 θ_t の関数であり、図 7 に示したようなマップから定まる。また、 A_t (m²) はスロットルバルブの開口断面積 (スロットル開口面積) を示し、スロットルバルブ開度 θ_t の関数である。なお、これら流量係数 μ 及びスロットル開口面積 A_t をまとめた $\mu \cdot A_t$ をスロットルバルブ開度 θ_t から一つのマップで求めるようにしてもよい。また、 R は気体定数である。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_s}{P_a}\right) \quad \dots (12)$$

$\Phi(P_s / P_a)$ は下記 (13) 式に示した関数であり、この (13) 式における κ は比熱比 ($\kappa = C_p$ (等圧比熱) / C_v (等容比熱)) であり、一定値とする) である。この関数 $\Phi(P_s / P_a)$ は図 8 に示したようなグラフに表すことができるので、このようなグラフをマップとして ECU の ROM に保存し、実際には (13) 式を用いて計算するのではなくマップから $\Phi(P_s / P_a)$ の値を求めるようにしてもよい。

$$\Phi\left(\frac{P_s}{P_a}\right) = \begin{cases} \frac{\sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}}}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right)\left(1-\frac{P_s}{P_a}\right) + \frac{P_s}{P_a}\right\}\left(1-\frac{P_s}{P_a}\right)}} & \dots \frac{P_s}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right)\left(1-\frac{P_s}{P_a}\right) + \frac{P_s}{P_a}\right\}\left(1-\frac{P_s}{P_a}\right)} & \dots \frac{P_s}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (13)$$

これらスロットルモデルM 2 1の(1 2)式及び(1 3)式は、スロットルバルブ1 0上流の気体の圧力を大気圧 P_a 、スロットルバルブ1 0上流の気体の温度を大気温度 T_a 、スロットルバルブ1 0を通過する気体の圧力を吸気管内圧力 P_s として、図9に示したようなスロットルバルブ1 0のモデルに対して、質量保存則、エネルギー保存則及び運動量保存則を適用し、さらに気体の状態方程式、比熱比の定義式、及びマイヤーの関係式を利用することによって得られる。

吸気管モデルM 2 2では、スロットルバルブ通過空気流量 m_t (g/s)、燃焼室内吸入空気流量 m_c (g/s)、及び大気温度 T_a (K)から、下記(1 4)式及び(1 5)式に基づいて吸気管内圧力 P_s (kPa)及び吸気管内温度 T_m (K)が算出される。なお、(1 4)式及び(1 5)式における V_m (m^3)は、サージタンク8を含めたスロットルバルブ1 0から吸気弁 V_1 までの吸気管等の部分(以下、「吸気管部分」と称す)8'の容積に等しい定数である。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_s}{T_m} \right) = \frac{R}{V_m} \cdot (m_t - m_c) \quad \dots (1 4)$$

$$\frac{dP_s}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t \cdot T_a - m_c \cdot T_m) \quad \dots (1 5)$$

ここで、吸気管モデルM 2 2について図1 0を参照して説明する。吸気管部分8'の総気体量を M とすると、総気体量 M の時間的变化は、吸気管部分8'に流入する気体の流量、すなわちスロットルバルブ通過空気流量 m_t と、吸気管部分8'から流出する気体の流量、すなわち燃焼室内吸入空気流量 m_c との差に等しいため、質量保存則により下記(1 6)式が得られ、この(1 6)式及び気体の状態方程式($P_s \cdot V_m = M \cdot R \cdot T_m$)より、(1 4)式が得ら

れる。

$$\frac{dM}{dt} = m_t - m_c \quad \dots (16)$$

また、吸気管部分 8' の気体のエネルギー $M \cdot C_v \cdot T_m$ の時間的変化量は、吸気管部分 8' に流入する気体のエネルギーと吸気管部分 8' から流出する気体のエネルギーとの差に等しい。このため、吸気管部分 8' に流入する気体の温度を大気温度 T_a 、吸気管部分 8' から流出する気体の温度を吸気管内温度 T_m とすると、エネルギー保存則により下記 (17) 式が得られ、この (17) 式及び上記気体の状態方程式より、(15) 式が得られる。

$$\frac{d(M \cdot C_v \cdot T_m)}{dt} = C_p \cdot m_t \cdot T_a - C_p \cdot m_c \cdot T_m \quad \dots (17)$$

吸気弁モデル M23 では、吸気管内圧力 P_s 、吸気管内温度 T_m 、及び大気温度 T_a から、下記 (18) 式に基づいて、燃焼室内吸入空気流量 m_c が算出される。(18) 式における a 、 b は、少なくとも機関回転数 N_e に基づいて定められる適合パラメータであり、予めマップを作成しておき、必要に応じてマップを検索して求めるようにする。なお、図 1 に示した構成のように、吸気弁 V_i に対して可変バルブタイミング機構を含む動弁機構 V_M が設けられている場合には、上記適合パラメータ a 、 b は、吸気弁 V_i の開閉タイミング（すなわち、基準開閉タイミングからの進角又は遅角量）等にも基づいて定められる。

$$m_c = \frac{T_a}{T_m} (a \cdot P_s - b) \quad \dots (18)$$

上述した吸気弁モデル M23 について図 11 を参照して説明する。一般に、吸気弁 V_i が閉じた時に燃焼室 3 内に充填されている空気の量である吸入空気量 M_c は、吸気弁 V_i が閉弁した時（吸気弁

閉弁時)に確定し、吸気弁閉弁時の燃焼室3内の圧力に比例する。また、吸気弁閉弁時の燃焼室3内の圧力は吸気弁上流の気体の圧力、すなわち吸気管内圧力 P_s と等しいとみなすことができる。したがって、上記吸入空気量 M_c は、吸気弁閉弁時の吸気管内圧力 P_s に比例すると近似することができる。

ここで、単位時間当たりに吸気管部分8'から流出する全空気の量を平均化したもの、または単位時間当たりに吸気管部分8'から全ての燃焼室3に吸入される空気の量を一つの気筒の吸気行程に亘って平均化したものを燃焼室内吸入空気流量 m_c (以下で詳述する)とすると、上記吸入空気量 M_c が吸気管内圧力 P_s に比例することから、燃焼室内吸入空気流量 m_c も吸気管内圧力 P_s に比例すると考えられる。このことから、理論及び経験則に基づいて、上記(18)式が得られる。なお、(18)式における適合パラメータ a は比例係数であり、適合パラメータ b は排気弁閉弁時において燃焼室3内に残存している既燃ガス量に関連する値である。また、実際の運転では過渡時に吸気管内温度 T_m が大きく変化する場合がありますため、これに対する補正として理論及び経験則に基づいて導かれた T_a/T_m が乗算されている。

ここで、燃焼室内吸入空気流量 m_c について、図12を参照して内燃機関が4気筒である場合について説明する。なお、図12は横軸がクランクシャフトの回転角度、縦軸が単位時間当たりに吸気管部分8'から燃焼室3に実際に流入する空気の量である。図12に示したように、4気筒の内燃機関では、吸気弁 V_1 が例えば1番気筒、3番気筒、4番気筒、2番気筒の順に開弁し、各気筒に対応する吸気弁 V_i の開弁量に応じて吸気管部分8'から各気筒の燃焼室3内へ空気が流入する。吸気管部分8'から各気筒の燃焼室3内に流入する空気の流量の変位は図12に破線で示した通りであり、こ

れらを総合した吸気管部分 8 から全気筒の燃焼室 3 に流入する空気の流量は図 12 に実線で示した通りである。また、例えば 1 番気筒への上記吸入空気量 M_c は図 12 に斜線で示した部分に相当する。

これに対して、実線で示した吸気管部分 8 から全ての気筒の燃焼室 3 に流入する空気の量を平均化したものが燃焼室内吸入空気流量 m_c であり、図中に一点鎖線で示されている。そして、この一点鎖線で示した燃焼室内吸入空気流量 m_c に、4 気筒の場合にはクランクシャフトが 180° （すなわち、4 ストローク式内燃機関において 1 サイクル中にクランクシャフトが回転する角度 720° を気筒数で割った角度）回転するのにかかる時間 ΔT_{180} （機関回転数から算出可能）を乗算したものが上記吸入空気量 M_c となる。したがって、吸気弁モデル M23 で算出された燃焼室内吸入空気流量 m_c に ΔT_{180} を乗算することで、上記吸入空気量 M_c を算出することができる（ $M_c = m_c \cdot \Delta T_{180}$ ）。

次に、上記吸入空気量モデル M20 を用いて、実際に上記吸入空気量 M_c を算出する場合について説明する。上記吸入空気量 M_c は吸入空気量モデル M20 を用いて、上記（12）式、（14）式、（15）式、及び（18）式を解くことにより求められる。この場合、ECU20 で処理するために、これらの式を離散化する必要がある。時刻 t 、計算間隔（離散時間） Δt を用いて（12）式、（14）式、（15）式、及び（18）式を離散化すると、それぞれ下記（19）式、（20）式、（21）式、及び（22）式が得られる。なお、吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ は、（20）式及び（21）式によってそれぞれ算出された $P_s / T_m(t + \Delta t)$ 及び $P_s(t + \Delta t)$ から、（23）式によって算出される。

$$m_t(t) = \mu \cdot A_t(\theta_t(t)) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \Phi\left(\frac{P_s(t)}{P_a}\right) \quad \dots (19)$$

$$\frac{P_s}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{P_s}{T_m}(t) + \Delta t \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t(t) - m_c(t)) \quad \dots (20)$$

$$P_s(t + \Delta t) = P_s(t) + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t(t) \cdot T_a - m_c(t) \cdot T_m(t)) \quad \dots (21)$$

$$m_c(t) = \frac{T_a}{T_m(t)} \cdot (a \cdot P_s(t) - b) \quad \dots (22)$$

$$T_m(t + \Delta t) = \frac{P_s(t + \Delta t)}{P_s / T_m(t + \Delta t)} \quad \dots (23)$$

このようにして実装された吸入空気量モデルM20では、スロットルモデルM21の(19)式で算出された時刻tにおけるスロットルバルブ通過空気流量 $m_t(t)$ と、吸気弁モデルM23の(22)式で算出された時刻tにおける燃焼室内吸入空気流量 $m_c(t)$ とが、吸気管モデルM22の(20)式及び(21)式に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ における吸気管内圧力 $P_s(t + \Delta t)$ 及び吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。次いで、算出された $P_s(t + \Delta t)$ 及び $T_m(t + \Delta t)$ は、スロットルモデルM21及び吸気弁モデルM23の(19)式及び(22)式に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ におけるスロットルバルブ通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ 及び燃焼室内吸入空気流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。そして、このような計算を繰り返すことによって、スロットルバルブ開度 θ_t 、大気圧 P_a 、及び大気温度 T_a から、任意の時刻tにおける燃焼室内吸入空気流量 m_c が算出され、算出された燃焼室内吸入空気流量 m_c に上記時間 ΔT_{180} を乗算することで、任意の時刻tにおける上記吸入空気量 M_c が算出される。そして以上の説明からも明らかなように、この手法によればこれから燃焼室3に吸入される空気の量を推定することが出来る。

なお、内燃機関の始動時には、すなわち時刻 $t = 0$ においては、吸気管内圧力 P_s は大気圧と等しい ($P_s(0) = P_a$) とされ、吸気管内温度 T_m は大気温度と等しい ($T_m(0) = T_a$) とされて、各モデル $M_{21} \sim M_{23}$ における計算が開始される。

また、上記吸入空気量モデル M_{20} では、大気温度 T_a 及び大気圧 P_a が一定であるとしているが、時刻によって変化する値としてもよく、例えば、大気温度を検出するための大気温センサによって時刻 t において検出された値を大気温度 $T_a(t)$ 、大気圧を検出するための大気圧センサによって時刻 t において検出された値を大気圧 $P_a(t)$ として上記 (19) 式、(22) 式及び (23) 式に代入するようにしてもよい。

次に以上の説明を踏まえ、図 13 を参照しつつ本実施形態において各燃焼室 3 に吸入される空気量を算出する手順について説明する。本実施形態では内燃機関 1 が始動されると、ECU 20 によって図 13 に示される吸入空気量算出ルーチンが燃焼室ごとに繰り返し実行されるようになっている。なお、内燃機関 1 の始動時にはこの制御で用いるサイクル数を表すパラメータ n の値が 1 ($n = 1$) とされるようになっている。

この制御ルーチンがスタートすると、まず S101 において上記パラメータ n の値が 1 であるか否かが判定される。上述したように、このパラメータ n は内燃機関 1 の始動時に 1 にされるようになっているので、この判定は内燃機関 1 が始動直後であるか否かの判定であると言える。S101 において上記パラメータ n が 1 である、すなわち内燃機関 1 が始動直後であると判定された場合には S103 に進む。一方、S101 において上記パラメータ n が 1 ではない、すなわち内燃機関 1 が始動直後ではないと判定された場合には S107 に進む。

S 1 0 3 に進んだ場合にはそこで上述した第 2 の吸入空気量算出手法によって n サイクル目の吸入空気量、すなわち今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量 $M_c(n)$ が算出される。そして続く S 1 0 5 においては、 n サイクル目の吸入空気量、すなわち今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量として制御に用いられる吸入空気量 $M_s(n)$ が決定される。つまり、ここで決定される吸入空気量 $M_s(n)$ に基づいて、例えば今回のサイクルにおける燃料噴射量が決定され空燃比制御が実施される。

そして S 1 0 5 に進む場合には、この吸入空気量 $M_s(n)$ は、S 1 0 3 で上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された吸入空気量 $M_c(n)$ であるとされる。S 1 0 5 において上記吸入空気量 $M_s(n)$ が決定されると S 1 1 5 に進む。S 1 1 5 においては上記第 1 の吸入空気量算出手法によって n サイクル目の吸入空気量、すなわち今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{air}(n)$ が算出される。

S 1 1 5 において上記吸入空気量 $M_{air}(n)$ が算出されると S 1 1 7 に進み、そこで上記サイクル数を表すパラメータ n の値に 1 が加えられる。そしてその後、本制御ルーチンは直ぐに始めから（すなわち S 1 0 1 から）再度実行される。

一方、S 1 0 1 において上記パラメータ n が 1 ではない、すなわち内燃機関 1 が始動直後ではないと判定された場合には上述したように S 1 0 7 に進むが、この場合にも S 1 0 3 に進んだ場合と同様、そこで上述した第 2 の吸入空気量算出手法によって n サイクル目の吸入空気量、すなわち今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量 $M_c(n)$ が算出される。

S 1 0 7 において上記吸入空気量 $M_c(n)$ が算出されると S 1 0 9 に進む。S 1 0 9 では、 n サイクル目の吸入空気量、すなわち

今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量として制御に用いられる吸入空気量 $M_s(n)$ を求めるために使用される補正量 $D_m(n)$ が算出される。ここでこの補正量 $D_m(n)$ は、上記第 1 の吸入空気量算出手法によって算出された $n-1$ サイクル目の吸入空気量、すなわち前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{air}(n-1)$ と上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された $n-1$ サイクル目の吸入空気量、すなわち前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_c(n-1)$ との差として算出される ($D_m(n) = M_{air}(n-1) - M_c(n-1)$)。

S 1 0 9 において上記補正量 $D_m(n)$ が算出されると S 1 1 1 に進む。S 1 1 1 では、S 1 0 9 で算出された上記補正量 $D_m(n)$ が予め定めた値 D_c 未満であるか否かが判定される。そして S 1 1 1 において上記補正量 $D_m(n)$ が予め定めた値 D_c 未満であると判定された場合には S 1 1 3 に進む。

S 1 1 3 においては、上述した S 1 0 5 と同様、 n サイクル目の吸入空気量、すなわち今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量として制御に用いられる吸入空気量 $M_s(n)$ が決定される。つまり、上述したように、ここで決定される吸入空気量 $M_s(n)$ に基づいて、例えば今回のサイクルにおける燃料噴射量が決定され空燃比制御が実施される。

但し、S 1 1 3 に進む場合には、S 1 0 5 に進む場合と異なり、この吸入空気量 $M_s(n)$ は、S 1 0 7 で上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出した吸入空気量 $M_c(n)$ に上記補正量 $D_m(n)$ を加算した値であるとされる。S 1 1 3 において上記吸入空気量 $M_s(n)$ が決定されると S 1 1 5 に進み、上述したようなそこからの制御が実施される。

一方、S 1 1 1 において上記補正量 $D_m(n)$ が予め定めた値 D_c 以上であると判定された場合には上記 S 1 0 5 に進む。そしてこの場合には上記吸入空気量 $M_s(n)$ は S 1 0 7 において上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出した吸入空気量 $M_c(n)$ であるとされる。そしてその後、S 1 1 5 に進んで上述したようなそこからの制御が実施される。

なお、以上の説明から理解されるように、上記 S 1 1 1 における判定は、上記吸入空気量 $M_s(n)$ を求めるのに際し、上記補正量 $D_m(n)$ に基づいた補正を実施するか否かを決定するための判定である。すなわち、本実施形態では上記 S 1 1 1 における判定によって、上記補正量 $D_m(n)$ が上記予め定めた値 D_c 以上である場合には、上記補正を実施しないようになっている。

これは、S 1 0 9 において算出される上記補正量 $D_m(n)$ がかなり大きい場合には、その補正量自体の精度が充分でない可能性が高いので、そのような場合には補正を実施しない方が好ましいと考えられるからである。特に、上記第 1 の吸入空気量算出手法では、筒内圧センサ 1 5 による検出値に基づいて吸入空気量 $M_{a,i,r}$ が算出されるため、センサ出力にノイズが発生した場合等に算出される吸入空気量 $M_{a,i,r}$ の精度が一時的に極端に低下する恐れがある。そのため本実施形態では、上記補正量 $D_m(n)$ が大きい場合、すなわち上記予め定めた値 D_c 以上である場合には上記補正を実施しないようにし、制御に用いられる上記吸入空気量 M_s は上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出した吸入空気量 M_c であるとされるようになっている (S 1 0 5)。なお、上記 S 1 1 1 の判定で用いられる値 D_c は、以上のような趣旨及び上記第 1 及び第 2 の吸入空気量算出手法の技術的特徴等を考慮して予め適切に設定される。

また、以上の説明から明らかなように、図 1 3 に示される吸入空

気量算出ルーチンが実行される場合には、内燃機関の制御のために用いる燃焼室 3 に吸入される空気の量 M_s が、上記第 1 の吸入空気量算出手法によって算出された燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{a,i,r}$ と、上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された燃焼室 3 に吸入される空気の量 M_c とに基づいて算出されていると言える。

詳細にはこの場合、上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量 $M_c(n)$ が、上記第 1 の吸入空気量算出手法によって算出された前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{a,i,r}(n-1)$ に基づいて補正されることによって、より詳細には上記第 1 の吸入空気量算出手法によって算出された前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{a,i,r}(n-1)$ と上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_c(n-1)$ との差 $D_m(n)$ に基づいて補正されることによって、内燃機関の制御のために用いる今回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入される空気の量 $M_s(n)$ が算出されている。

そしてこのようにすると、上記第 1 の吸入空気量算出手法の算出結果である吸入空気量 $M_{a,i,r}$ を有効に利用して、内燃機関の制御のために用いる吸入空気量 M_s をより精度よく求めることが可能となる。

また、上述したように図 13 に示される吸入空気量算出ルーチンが実行される場合、上記第 1 の吸入空気量算出手法によって算出された前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_{a,i,r}(n-1)$ と上記第 2 の吸入空気量算出手法によって算出された前回のサイクルにおいて燃焼室 3 に吸入された空気の量 $M_c(n-1)$ との差 $D_m(n)$ が予め定めた値 D_c 以上である場合には、上記第

2の吸入空気量算出手法によって算出された今回のサイクルにおいて燃焼室3に吸入される空気の量 $M_c(n)$ を上記差 $D_m(n)$ に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて燃焼室3に吸入される空気の量 $M_s(n)$ を算出することが禁止されるようになっている。

上述したように上記差 $D_m(n)$ がかなり大きい場合には、その $D_m(n)$ の値自体の精度が充分でない可能性が高いので、そのような場合には補正を実施しない方が好ましいと考えられる。したがって、上記予め定めた値 D_c を適切に設定することにより、上述のように上記差 $D_m(n)$ がその値 D_c 以上である場合に上記吸入空気量 $M_c(n)$ を上記差 $D_m(n)$ に基づいて補正して上記吸入空気量 $M_s(n)$ を算出するのを禁止することによって、不適切な補正が行われて上記吸入空気量 $M_s(n)$ の算出精度が却って低下してしまうのを防止することができる。

なお、本発明について特定の実施形態に基づいて詳述しているが、当業者であれば本発明の請求の範囲及び思想から逸脱することなく、様々な変更、修正等が可能である。

請 求 の 範 囲

1. 吸気弁および排気弁の少なくとも何れか一方の開弁特性を変化させることができる動弁機構を有し、燃料および空気の混合気を燃焼室の内部で燃焼させて動力を発生する内燃機関の制御装置において、

前記燃焼室における筒内圧力を検出する筒内圧検出手段と、

前記吸気弁と前記排気弁とのバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力と、前記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力と、前記筒内圧検出手段により検出された圧縮行程中の筒内圧力と、前記バルブオーバーラップ中のガス通過有効面積とに基づいて、前記燃焼室に吸入された空気の量を算出する吸入空気量算出手段とを備えることを特徴とする内燃機関の制御装置。

2. 請求項 1 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力は、前記バルブオーバーラップの前または開始時に前記筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力に基づいて推定されることを特徴とする内燃機関の制御装置。

3. 請求項 2 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力が、更に内燃機関の負荷にも基づいて推定されることを特徴とする内燃機関の制御装置。

4. 請求項 3 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記内燃機関の負荷が予め定めた負荷よりも高い場合には、前記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力が前記バルブオーバーラップの前または開始時に前記筒内圧検出手段によって検出される筒内圧力よりも高く推定されるようになっていることを特徴とする内

燃機関の制御装置。

5. 前記内燃機関は、前記燃焼室を複数有すると共に、前記燃焼室ごとに前記筒内圧検出手段を備えており、何れかの燃焼室における前記バルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力は、当該燃焼室に先行して吸気行程が実行される燃焼室の吸気下死点における筒内圧力に基づいて推定されることを特徴とする、請求項 1 から 4 の何れかに記載の内燃機関の制御装置。

6. 第 1 の吸入空気量算出手段となる前記吸入空気量算出手段とは別の手法で前記燃焼室に吸入される空気の量を算出する第 2 の吸入空気量算出手段を更に備えていて、前記第 1 の吸入空気量算出手段によって算出された前記燃焼室に吸入された空気の量と、前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された前記燃焼室に吸入される空気の量とに基づいて、前記内燃機関の制御のために用いる前記燃焼室に吸入される空気の量を算出することを特徴とする、請求項 1 から 5 の何れかに記載の内燃機関の制御装置。

7. 前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入される空気の量を、前記第 1 の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入された空気の量に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入される空気の量を算出することを特徴とする、請求項 6 に記載の内燃機関の制御装置。

8. 前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入される空気の量を、前記第 1 の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入された空気の量と前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入された空気の量との差に基づいて補正することによって今回のサイクルにお

いて前記燃焼室に吸入される空気の量を算出することを特徴とする、請求項 7 に記載の内燃機関の制御装置。

9. 前記第 1 の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入された空気の量と前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された前回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入された空気の量との差が予め定めた値以上である場合には、前記第 2 の吸入空気量算出手段によって算出された今回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入される空気の量を上記差に基づいて補正することによって今回のサイクルにおいて前記燃焼室に吸入される空気の量を算出することが禁止されることを特徴とする、請求項 8 に記載の内燃機関の制御装置。

10. 請求項 1 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記ガス通過有効面積は、前記バルブオーバーラップ中における吸気弁および排気弁のリフト量と機関回転数とに基づいて算出されることを特徴とする内燃機関の制御装置。

11. 吸気弁および排気弁の少なくとも何れか一方の開弁特性を変化させることができる動弁機構を有し、燃料および空気の混合気を燃焼室の内部で燃焼させて動力を発生する内燃機関の制御方法において、

前記吸気弁と前記排気弁とのバルブオーバーラップ中の吸入空気の圧力と、前記バルブオーバーラップ中の排気ガスの圧力と、前記内燃機関の圧縮行程中の前記燃焼室における筒内圧力と、前記バルブオーバーラップ中のガス通過有効面積とに基づいて、前記燃焼室内に吸入された空気の量を算出することを特徴とする内燃機関の制御方法。

Fig.2

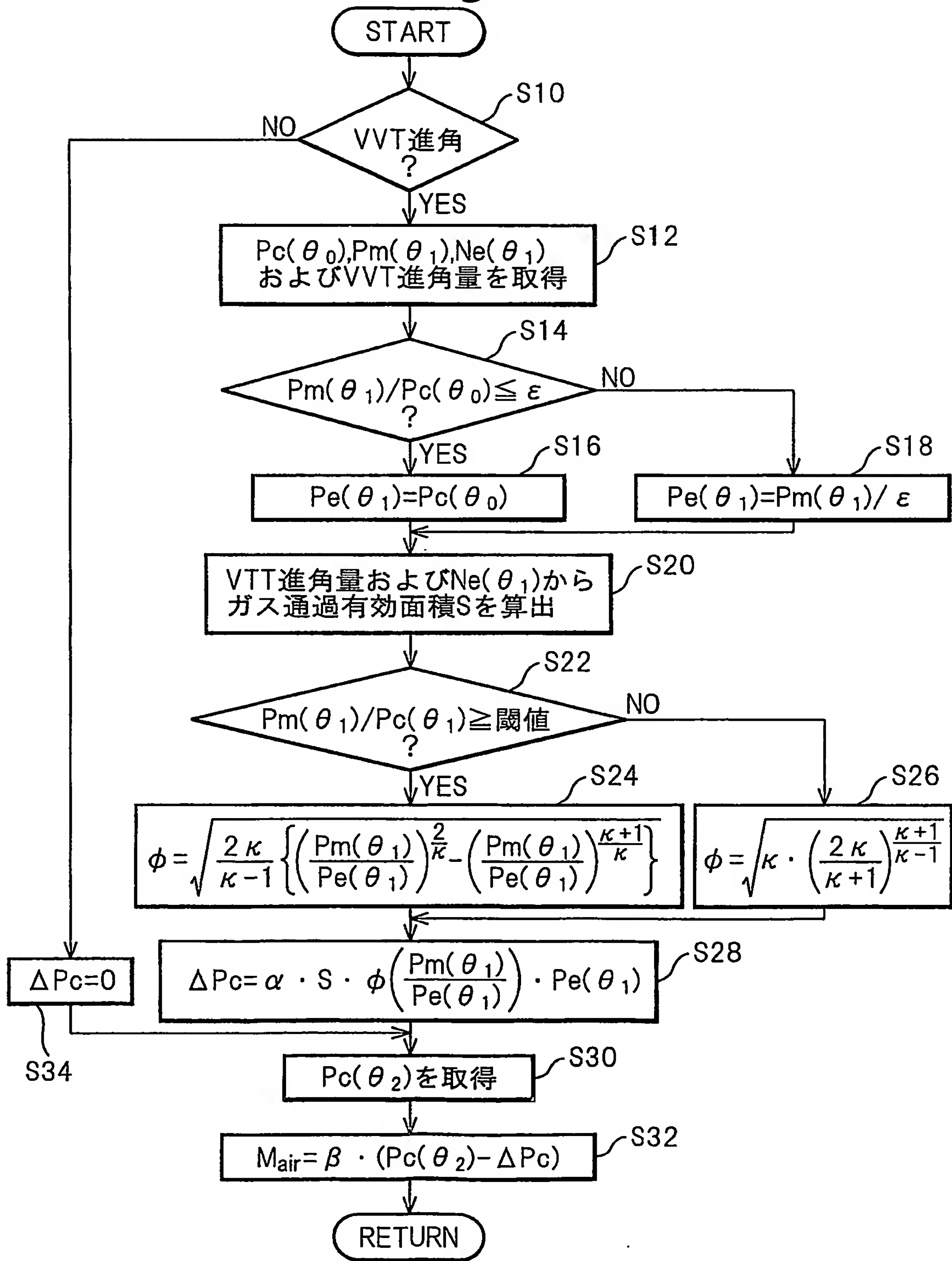


Fig.3

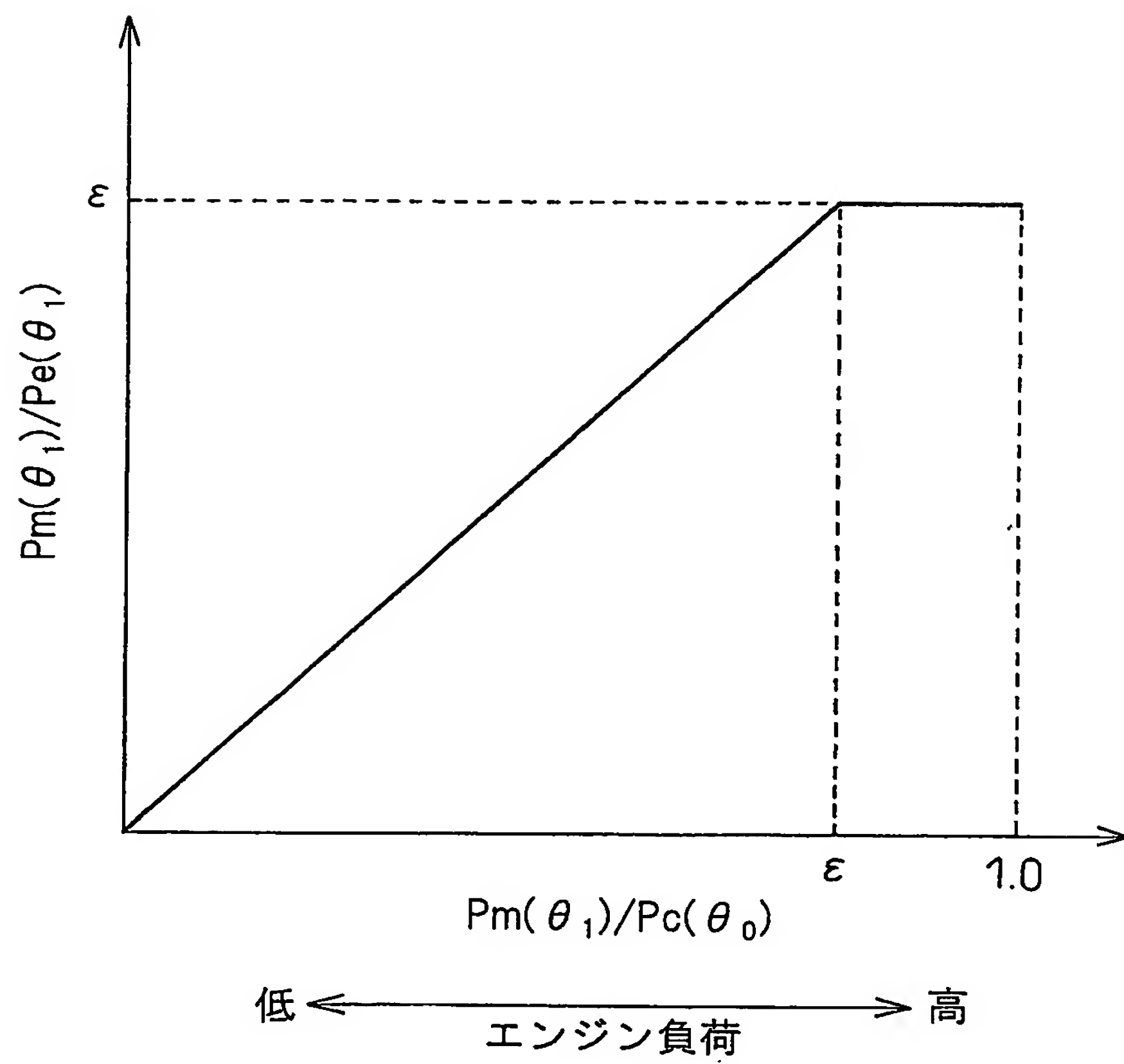


Fig.4

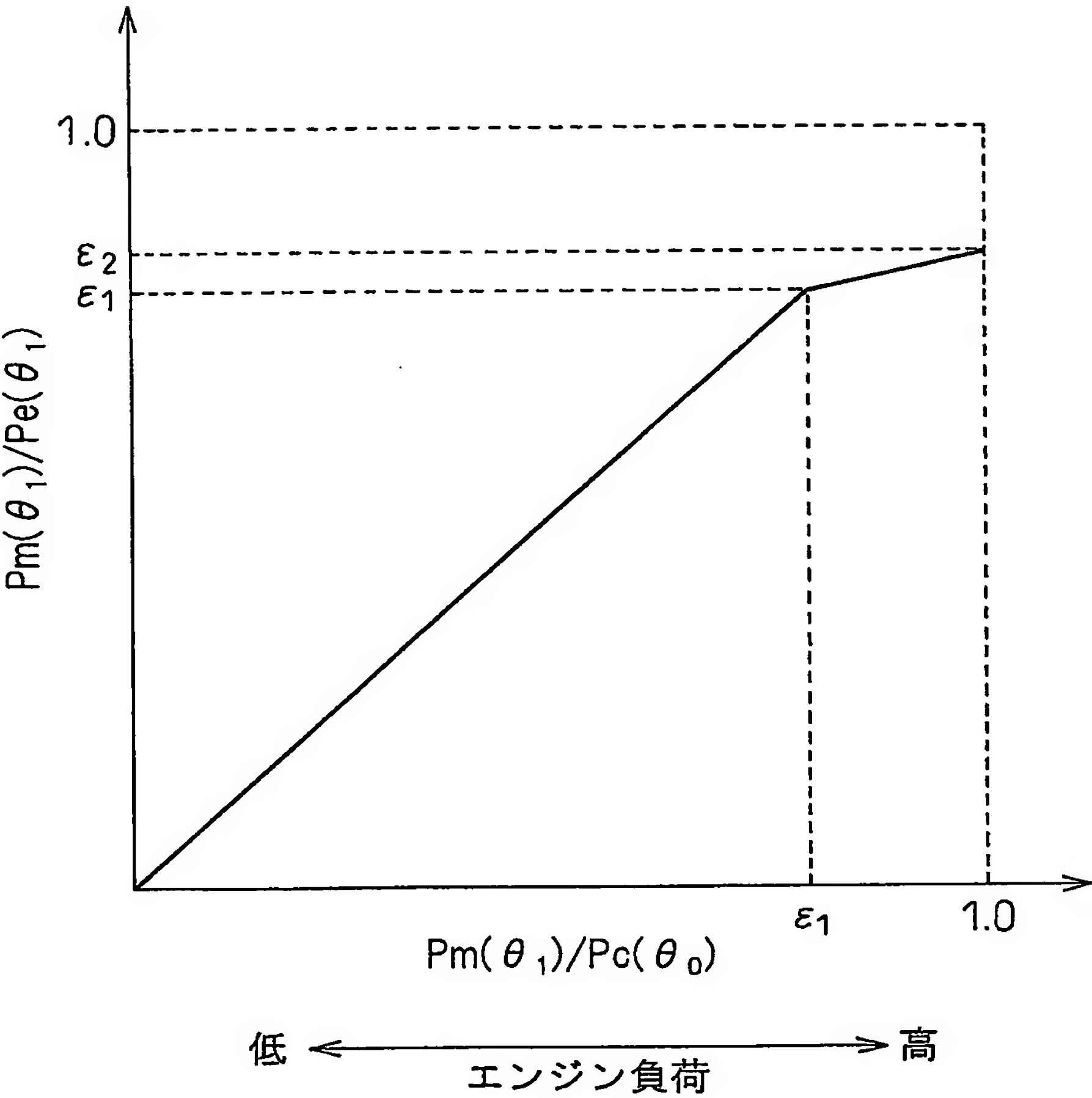


Fig.5

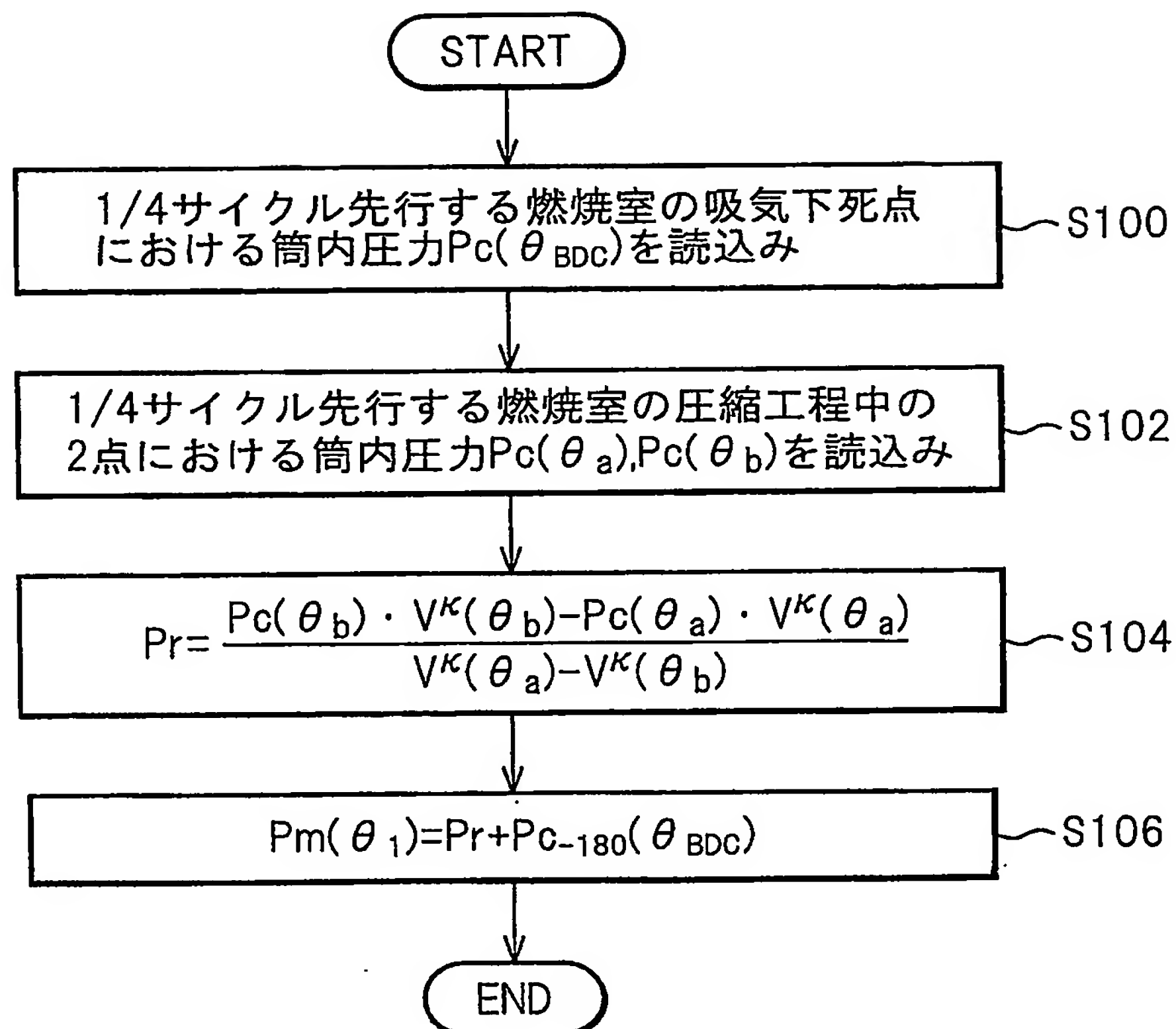


Fig.6

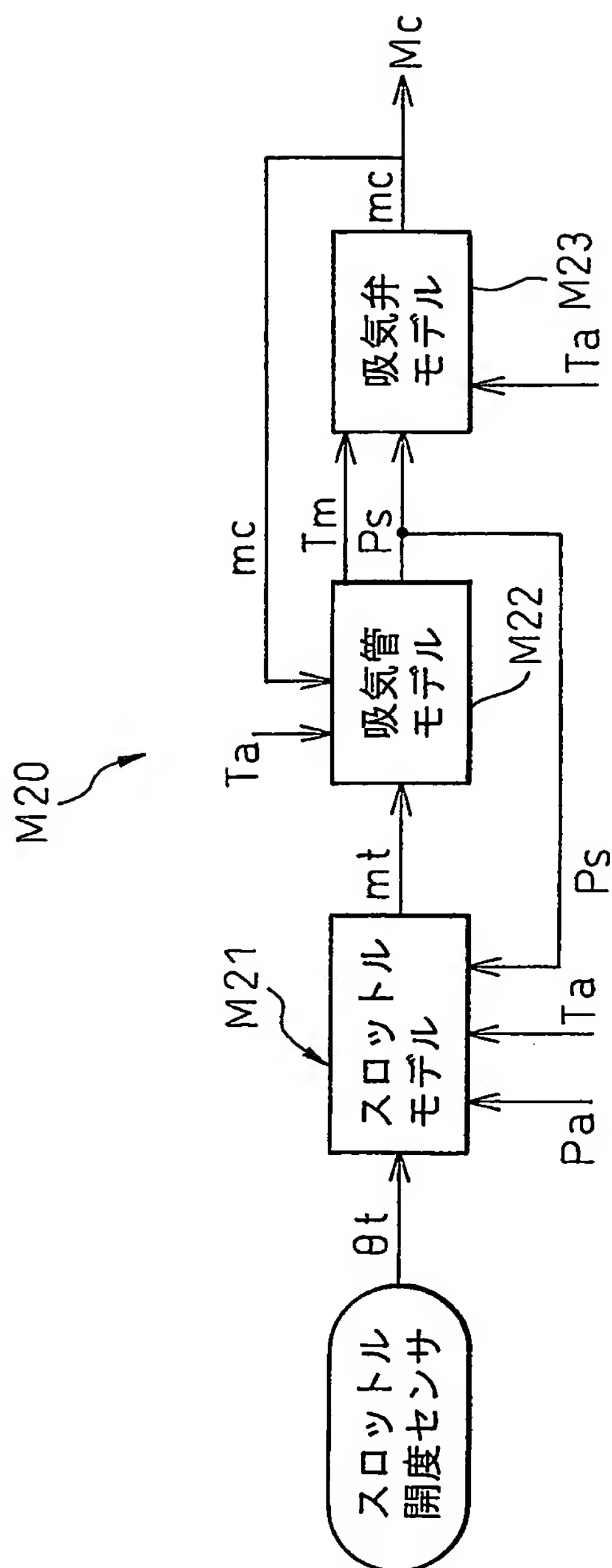


Fig.7

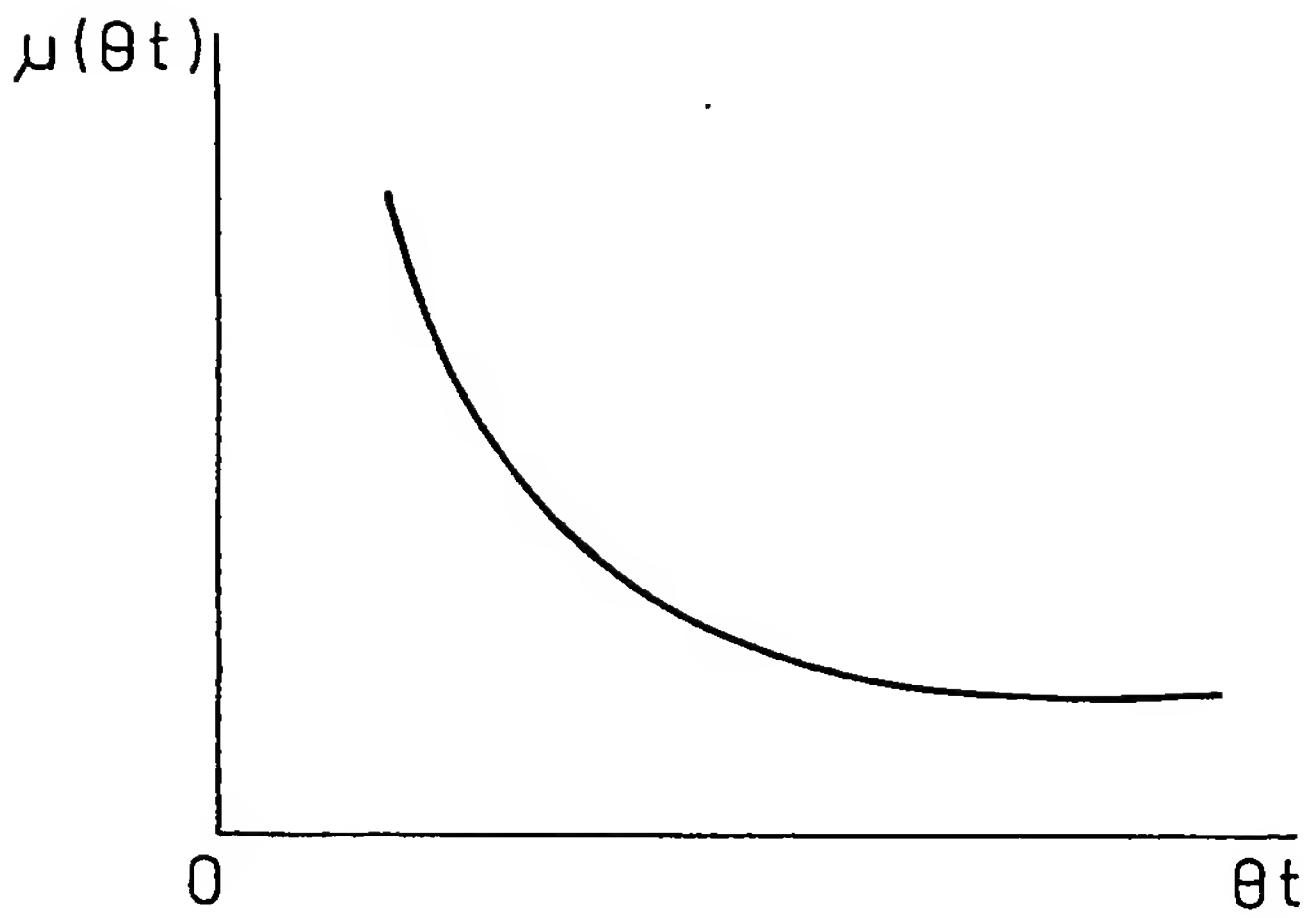


Fig.8

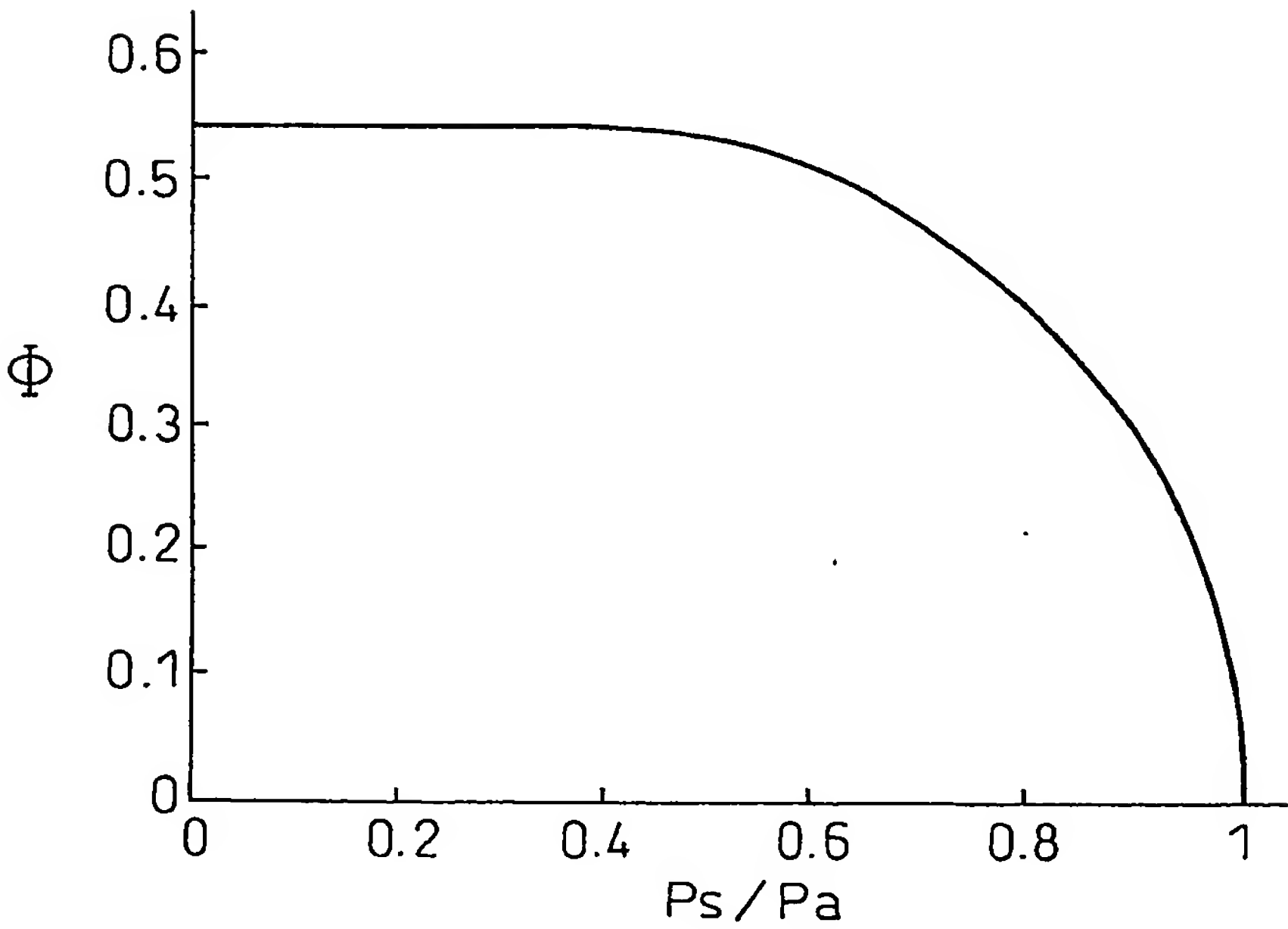


Fig.9

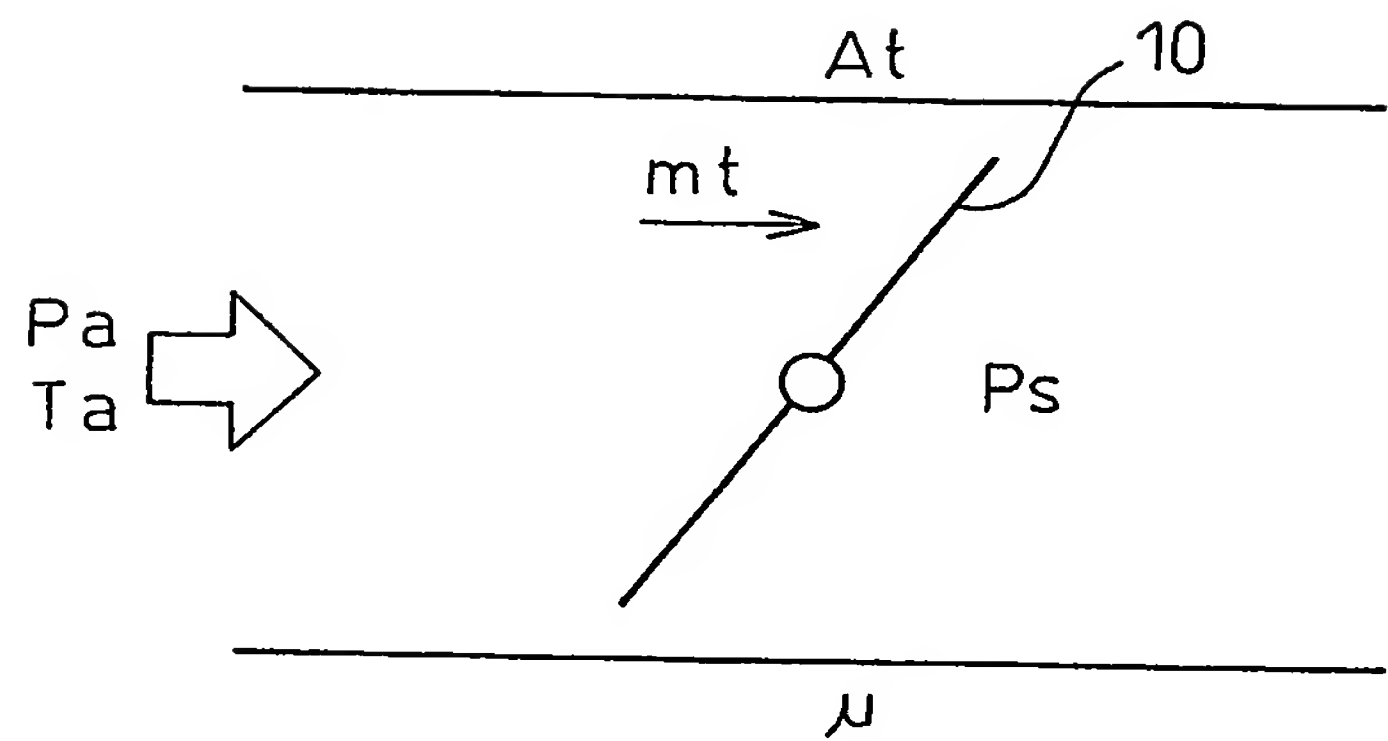


Fig.10

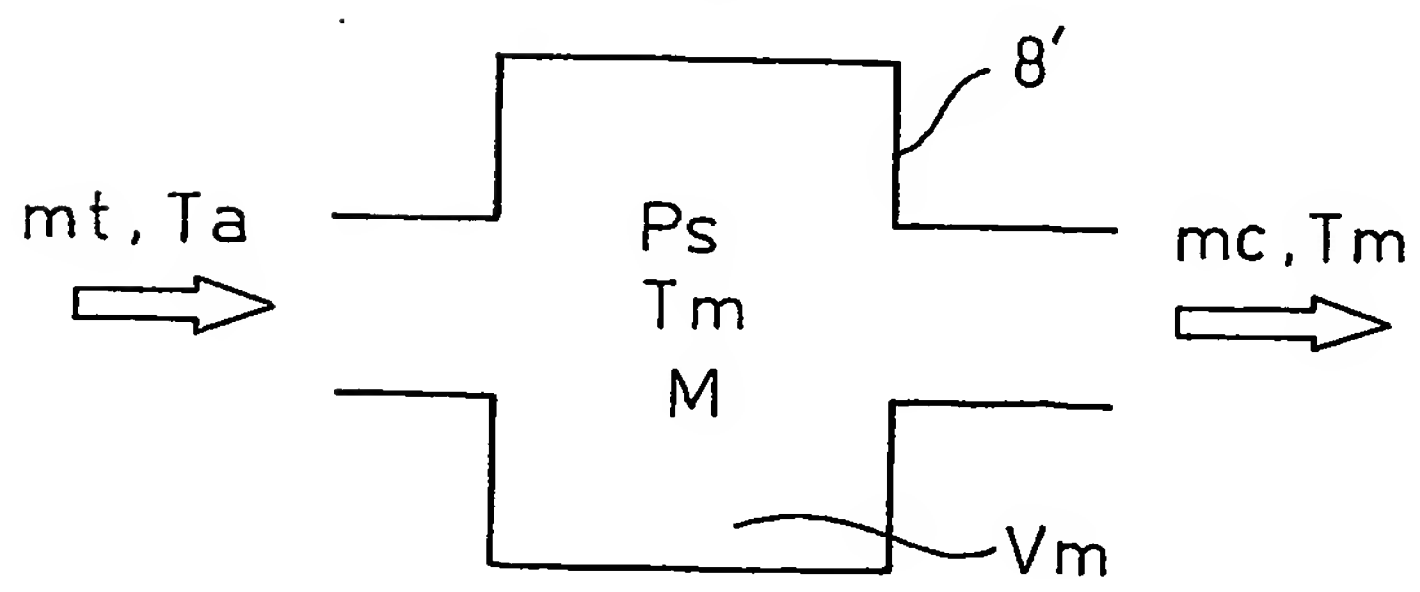


Fig.11

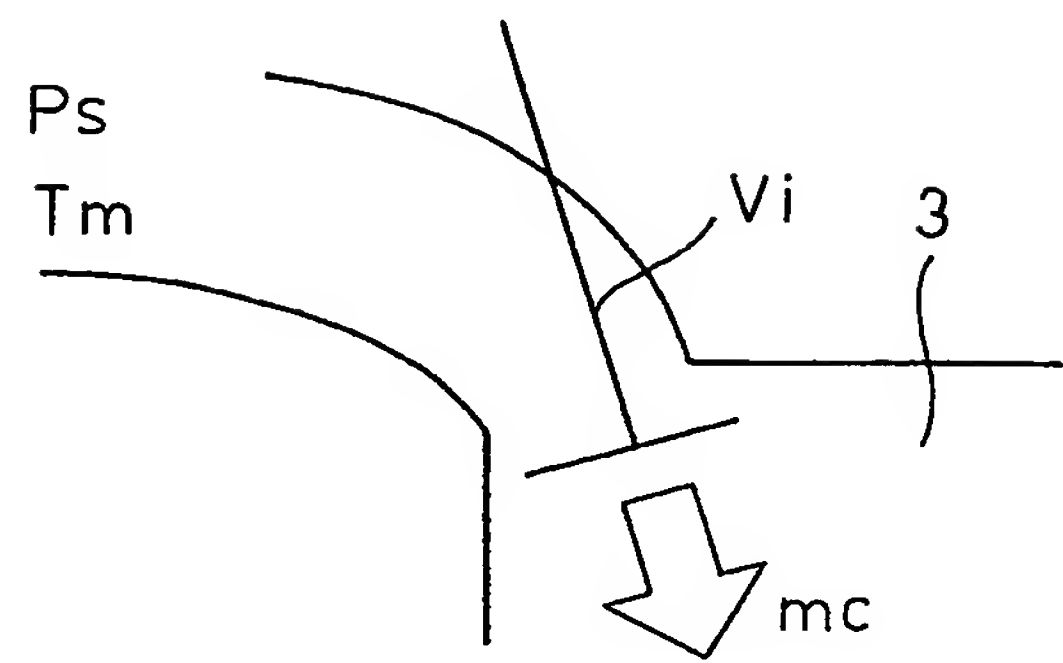


Fig.12

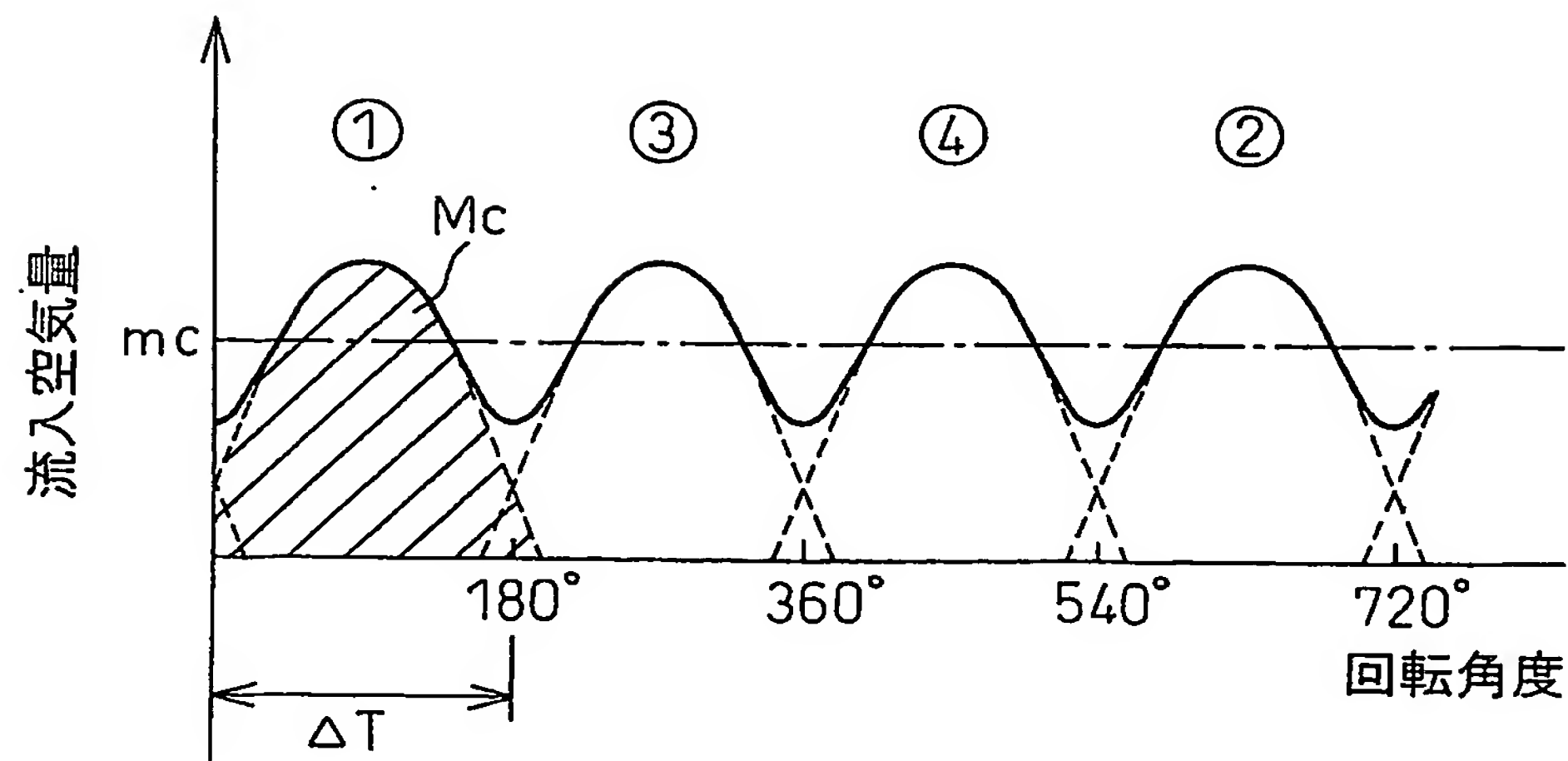
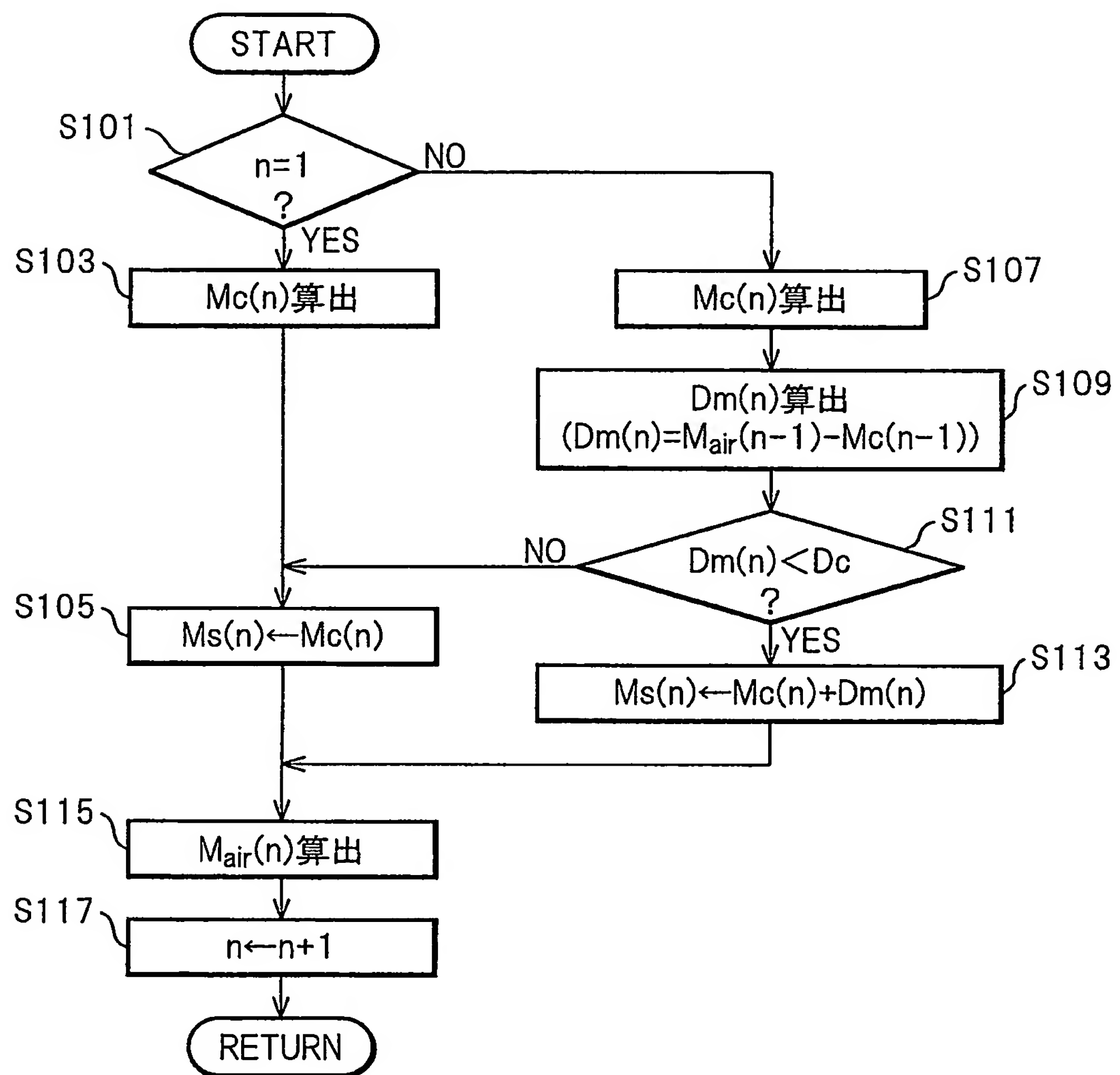


Fig.13



符号の説明

1	内 燃 機 関
3	燃 焼 室
1 4	ク ラ ン ク 角 セ ン サ
1 5	筒 内 圧 セ ン サ
1 6	吸 気 圧 セ ン サ
2 0	E C U
V e	排 気 弁
V i	吸 気 弁
V M	動 弁 機 構